



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ TUHOSTI ŘÍZENÍ

DESIGN OF DEVICE FOR VEHICLE STEERING STIFFNESS MEASUREMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. PAVEL ŠVAGERA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PETR HEJTMÁNEK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Pavel Švagera

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce zařízení pro měření tuhosti řízení

v anglickém jazyce:

Design of Device for Vehicle Steering Stiffness Measurement

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výběr metody a návrh měřicího zařízení pro experimentální identifikaci tuhosti mechanismu řízení osobního automobilu. Navržené zařízení by mělo umožnit měření tuhosti demontovaného a izolovaného systému řízení i měření celkové tuhosti řízení se zahrnutím poddajnosti karoserie vozidla.

Cíle diplomové práce:

1. Sestavení přehledu variant konstrukce řízení osobního vozidla
2. Rešerše metod měření tuhosti řízení
3. Principiální návrh vlastní metody měření
4. Konstrukční návrh pomocných zařízení
5. Výběr měřicí techniky a návrh měřicího řetězce
6. Analýza nejvýznamnějších chyb měření

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. ISBN 80-234-6573-0, Nakladatelství VLK, Brno 2000.
- [2] VLK, F. Podvozky motorových vozidel. ISBN 80-239-6464-X, Nakladatelství VLK, Brno 2006.
- [3] REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J. The Automotive Chassis: Engineering Principles. SAE International, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 26.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním zařízením pro měření tuhosti řízení osobního automobilu. V první části práce byly ukázány nejznámější konstrukční řešení řízení a základní parametry geometrie řízení. Další část se věnuje samotnému návrh zařízení, který využívá pohybový šroub. Závěrečná část práce se věnuje analýze nejvýznamnějších chyb, které mohou při měření vzniknout.

KLÍČOVÁ SLOVA

tuhost řízení, měření, konstrukce, zařízení

ABSTRACT

The Master's thesis deals with the design of device for vehicle steering stiffness measurement. In the first part were shown the most famous design solution of steering systems and basic parameters of steering geometry. The next part of the thesis is about design of the device which is using power screw. The final part of the thesis is dedicated to analysis of the most important errors which may arise during the measurement.

KEYWORDS

steering stiffness, measurement, design, device

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠVAGERA, P. *Konstrukce zařízení pro měření tuhosti řízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petr Hejtmánka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2014

.....

Ing. Pavel Švagera



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce. Mé poděkování rovněž patří všem mým blízkým za velkou podporu.

OBSAH

Úvod	10
1 Řízení.....	11
1.1 Legislativní požadavky na řízení	12
1.2 Mechanismus řízení	13
1.2.1 Mechanismus řízení pomocí převodky řízení.....	18
1.2.2 mechanismu řízení pomocí hřebenové převodky	20
2 Geometrie kol	22
2.1 Úhel odklonu kola.....	22
2.2 Příklon rejdové osy	23
2.3 Poloměr rejdu.....	24
2.4 Záklon rejdové osy.....	24
2.5 Úhel sbíhavosti	25
3 Metody měření geometrie a tuhosti řízení	27
3.1 Přístroje pro kontrolu geometrie řízení	27
3.2 Přístroje pro kontrolu tuhosti řízení	28
4 Principiální návrh vlastní metody měření.....	30
5 Návrh zařízení s pohybovým šroubem	32
5.1 Návrh vhodného materiálu.....	33
5.2 Vlastní výpočet šroubového zařízení	34
5.2.1 Šroub.....	34
5.2.2 Matice	35
5.2.3 Stanovení převodového čísla i	36
5.2.4 Silové momenty na zvedáku.....	37
5.2.5 Kontrola napětí ve šroubu.....	38
5.2.6 Účinnost zvedáku	40
5.2.7 Kontrola šroubu na vzpěr	40
5.3 Další výpočty	41
5.3.1 Kontrola na ohyb analyticky.....	42
5.3.2 kontrola na ohyb pomocí metody konečných prvků	42
5.3.3 Upravený návrh podpěry	43
6 Konstrukční návrh pomocných zařízení	46
6.1 Zařízení proti posunutí automobilu v příčném směru.....	46
6.2 Zařízení zabraňující pootočení volantu.....	46
6.2.1 Analýza zařízení zabraňující pootočení volantu.....	49
7 Výběr měřicí techniky a návrh měřicího řetězce.....	50

7.1	Tenzometrický siloměr	50
7.2	Souprava pro měření sil	51
7.3	Tritop	52
7.4	Drátový potenciometr	53
7.5	Návrh měřicího řetězce	54
8	Analýza nejvýznamnějších chyb měření	55
8.1	Měření	55
8.2	Rozdělení chyb měření:	55
8.2.1	Hrubé chyby	55
8.2.2	Systematické chyby	55
8.2.3	Náhodné chyby	56
8.2.4	Veličiny a výrazy související s chybami	56
8.3	Obecné chyby měření	57
8.4	Zkreslení výsledku měření v důsledku deformace zařízení blokující volant.....	57
	Závěr	59
	Seznam použitých zkratk a symbolů	61
	Seznam příloh	63

ÚVOD

V dnešní době se v automobilovém průmyslu klade stále větší důraz ke zvyšování bezpečnosti a komfortu jízdy, snižování emisních limitů a v neposlední řadě také ekonomičnosti provozu automobilů.

Řízení spolu s brzdovými soustavami je nejdůležitější skupinou automobilu vůbec. Základním požadavkem na řízení je, aby se kola vozu v zatáčkách odvalovala a nesmýkala, a to v každé poloze kol při zatáčení, při propružení i při jakýchkoli nerovnostech vozovky. Splnění tohoto požadavku je složitým kinematickým úkolem z mechaniky pohybu automobilu, zatíženým ještě skutečností, že část elementů řízení sleduje pohyby kol či neodpružených částí nápravy, druhá část patří k částem odpruženým. Přitom se rázy působící na kola nesmějí přenášet na volant a konečně je dán požadavek co nejmenší síly, potřebné k řízení vozu [15].

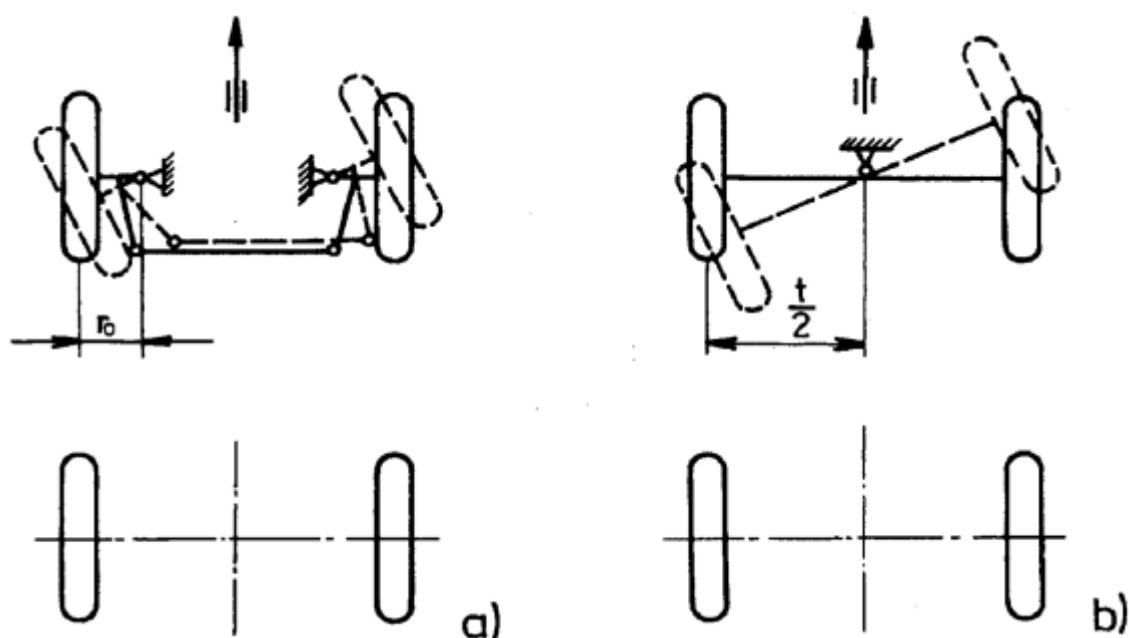
V důsledku nesprávně nastavené geometrie vzniká nestejněměrné a zvýšené opotřebení pneumatik a vyšší spotřeba paliva způsobená větším valivým odporem. Tah vozidla ke straně je nutné vyrovnávat volantem, což snižuje komfort jízdy, ovlivňuje bezpečnost a způsobuje zvýšené namáhání uložení náprav i čepů řízení.

Velmi úzce s geometrií řízení souvisí i tuhost řízení, která také ovlivňuje jízdní vlastnosti. Při průjezdu zatáčkou a nízké tuhosti řízení mají kola snahu se ještě více natočit do zatáčky a tím způsobit přetáčivost celého automobilu. Dále se tuhost řízení využívá pro zvýšení přesnosti výsledků simulací využívající multibody systém jako je např. ADAMS.

Jak z názvu práce vyplývá, cílem diplomové práce je konstrukční návrh zařízení na měření tuhostí řízení. Hlavními požadavky na samotné zařízení jsou jednoduchá konstrukce a nízká cena. Před samotným konstrukčním návrhem je nutno vyřešit několik nezbytných úkolů. Za prvé zjistit jaké síly a momenty budou na zařízení působit a zvolit vhodný materiál. Následuje samotný návrh zařízení. Dále vybrat vhodné měřicí zařízení a spojit je do měřicího řetězce. Konec práce se věnuje analýze nejvýznamnějších chyb, které při měření mohou nastat.

1 ŘÍZENÍ

Řízení je potřebné k udržování směru jízdy nebo ke změně směru jízdy vozidla. Řízení umožňuje řidiči dosáhnout požadovanou pozici na cestě, také slouží k projíždění zatáček a vyhýbání překážek. Z konstrukčního hlediska lze řízení rozdělit do dvou kategorií a to řízení jednotlivými koly (tento způsob je nejužívanější) a řízení pomocí natáčení celé nápravy obr 1. Řízení pomocí natáčení celé nápravy se nejvíce užívá u nákladních přívěsů. Osobní motorová vozidla nejčastěji využívají natáčení předních kol kolem rejdového čepu tzv. osy řízení. Řízení pomocí natáčení zadních kol se využívá u některých pracovních strojů (vysokozdvížené vozíky), dlouhých návěsů a kloubových autobusů. V minulosti byly vyvinuty a testovány i osobní automobily se systémem řízení zadních kol (řízení všemi koly). Tento způsob řízení byl ovšem velmi náročný na výrobu a také velmi drahý [2].



Obr 1 Schéma funkce dvou druhů řízení: a) řízení předními koly, b) řízení celou nápravou [2]

Podle způsobu ovládaní řízení rozlišujeme:

- řízení přímé, jen pomocí síly řidiče,
- řízení pomocí posilovače řízení (servořízení), kdy otočením volantů je ovládán posilovač, který pak natáčí přední kola. Tento způsob řízení využívají téměř všechna moderní osobní auta.

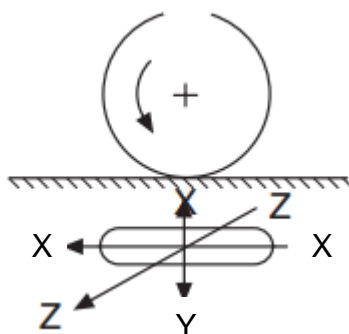
1.1 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY NA ŘÍZENÍ

Řízení musí podle legislativních ustanovení zákon č. 56/2001 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích splňovat následující požadavky [2]:

- snadná, rychlá a bezpečná ovladatelnost. Mechanismus řiditelné nápravy (náprav) a geometrie řízení musí být konstruovány a provedeny tak, aby nevznikly kmity a rázy v řízení,
- řízená kola se po projetí zatáčky musí samovolně vracet do přímého směru, popř. síla potřebná k vracení kol do přímého směru musí být podstatně menší, než síla pro pohyb do zatáčky,
- řídicí ústrojí nesmí mít větší vůle než:
 - 36° u vozidel s max. rychlostí do 25 km/h,
 - 27° u vozidel s max. rychlostí do 100 km/h,
 - 18° u vozidel s max. rychlostí nad 100 km/h.
- pokud není vozidlo vybaveno posilovačem řízení, pak počet otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé nesmí být větší než 5, krajní vychýlení kol musí být omezeno dorazy,
- vozidla, u kterých hmotnost připadající na řízenou nápravu činí nejméně 3,5 t, musí být vybavena posilovačem řízení. Při selhání posilovače musí být možno řídit vozidlo svalovou silou řidiče, která nesmí přesáhnout 600 N,
- všechny součásti řízení a zavěšení kol se smějí opravovat pouze tak, aby nebyla nepříznivě ovlivněna struktura materiálu, a aby nebyl materiál z pevnostního hlediska nedovoleně zeslaben. Za ovlivnění struktury materiálu je nutno považovat i prosté rovnání ohybem za studena i za tepla, tj. diagnostické zjištění deformace zpravidla znamená jednoznačný závěr - vyřadit součást z provozu,
- opotřeбенé části řídicího ústrojí a vzniklé vůle musí být tak malé, aby v žádném případě nehrozilo nebezpečí uvolnění spojení. Kritériem zde není ani funkčnost, ani ekonomika, ale pouze bezpečnost provozu.

1.2 MECHANISMUS ŘÍZENÍ

Při průjezdu zatáčkou a natočení řízených kol je potřeba dodržet určité geometrické podmínky, aby se kola pouze odvalovala. Při pohledu na obr. 2 zjistíme, že kolo při pohybu pouze ve směru osy XX vykonává pouze odvalování. Naopak při pohybu kola ve směru osy YY nastává naprosté smýkání pneumatik, které je při jízdě nežádoucí (vzniká nadměrné opotřebení pneumatik). Pohyb kolem jakékoliv jiné osy, například kolem osy ZZ bude složen z části odvalování i smýkání. Pro dosažení pouze odvalovacího pohybu na všech kolech hovoříme o teoretické tzv. Ackermanově geometrii řízení. V podstatě se jedná o to, že při průjezdu vozidla zatáčkou má každé řízené kolo jiný úhel natočení. Pomocí jednoduchých vztahů (rovnice 1 až 3) si tento jev můžeme ukázat [3].



Obr. 2 Schéma os kola [3]

$$\cos\beta_1 = \frac{R + \frac{t_0}{2}}{l} \quad (1)$$

$$\cos\beta_2 = \frac{R - \frac{t_0}{2}}{l} \quad (2)$$

neboli

$$\cos\beta_1 - \cos\beta_2 = \frac{t_0}{l} \quad (3)$$

kde:

R [mm] – teoretický poloměr zatáčení

t_0 [mm] – vzdálenost os rejdových čepů

β_1 [°] – úhel natočení vnějšího kola

β_2 [°] – úhel natočení vnitřního kola

Podmínka z rovnice (3) je splněna, jestliže přímky kreslené ze středů rejdových čepů pod úhly β_1, β_1, \dots a β_2, β_2, \dots se protínají na přímce vedené ze středu přední nápravy do bodu na ose zadní nápravy ve vzdálenosti $t_0/2$ od podélné osy vozidla.

Z obr. 3 plyne při zavedení pomocných veličin x a y :

$$\cos \beta_1 = \frac{\frac{t_0}{2} + y}{x} \quad (4)$$

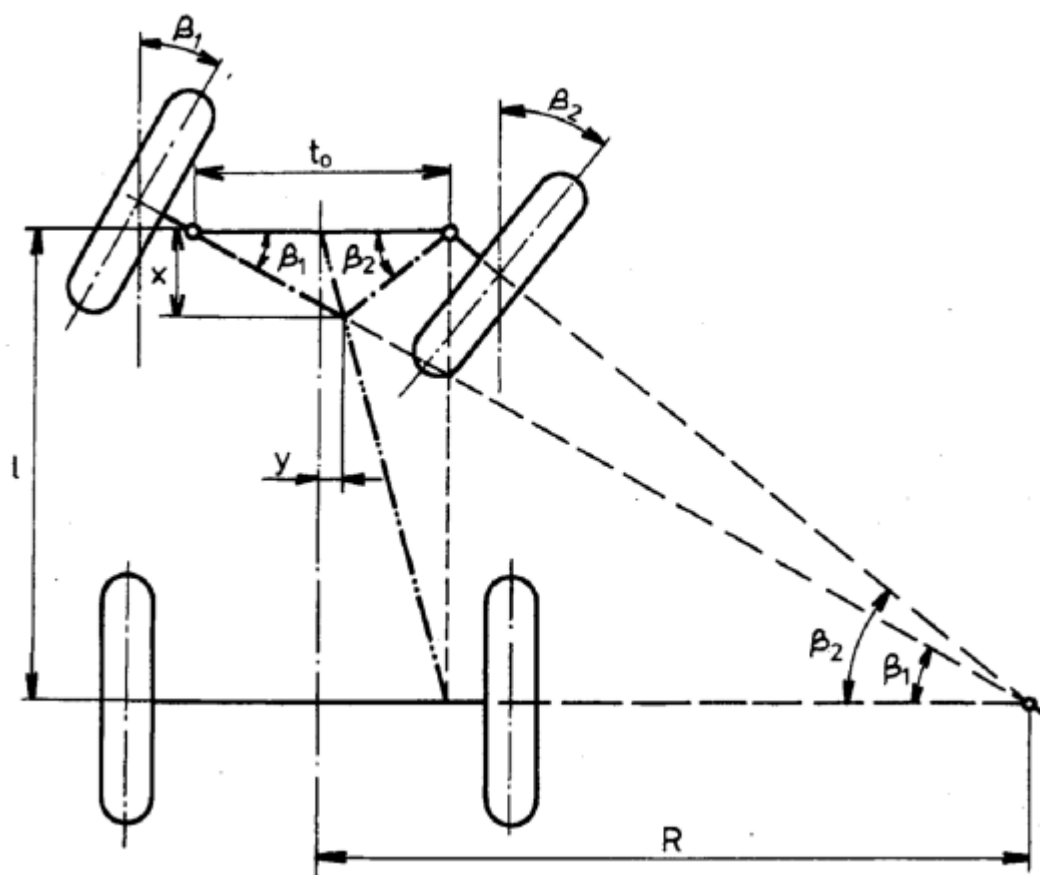
$$\cos \beta_2 = \frac{\frac{t_0}{2} - y}{x} \quad (5)$$

Neboli vzhledem k rovnici (3):

$$\cos \beta_1 - \cos \beta_2 = \frac{2 \cdot y}{x} = \frac{t_0}{l} \quad (6)$$

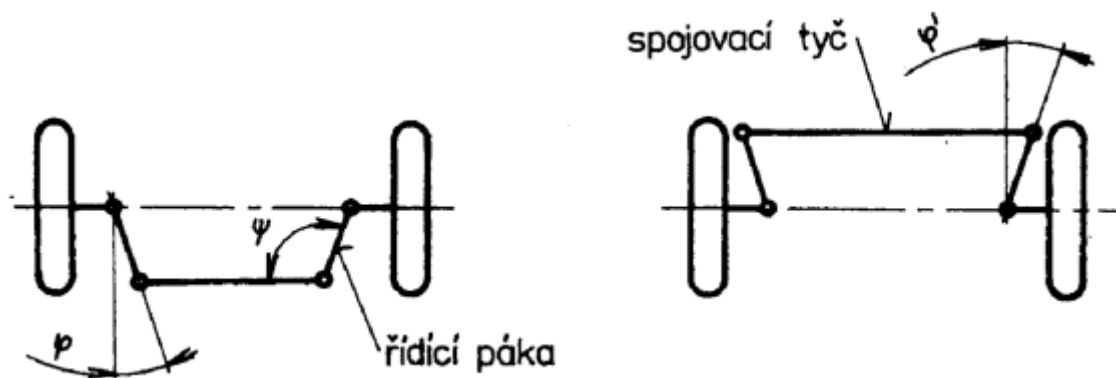
Z toho tedy vyplývá:

$$y = \frac{t_0}{2 \cdot l} \cdot x \quad (7)$$



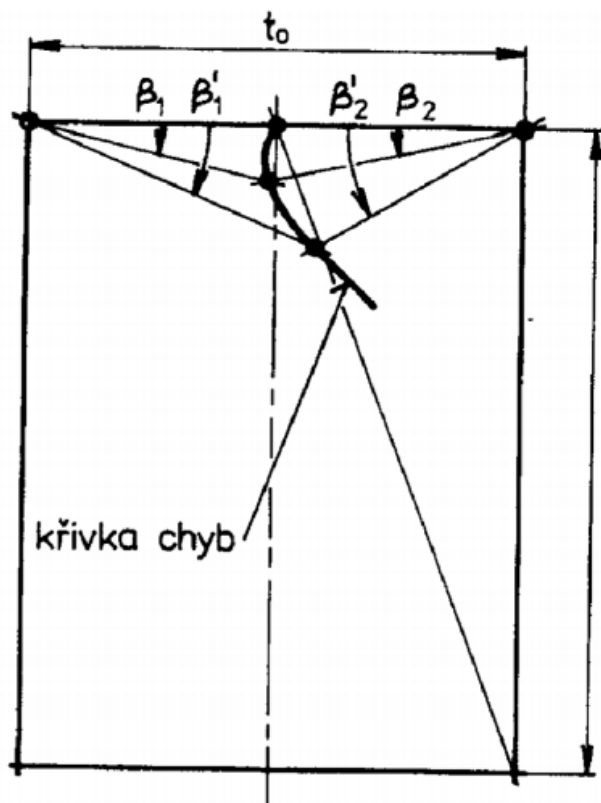
Obr 3 Ackermanova geometrie řízení [2]

Z rovnice (7) vychází vztah pro přímku, která vychází ze středu přední nápravy do bodu umístěného na zadní ose nápravy ve vzdálenosti $t_0/2$ od podélné osy vozidla. Pro úspěšné splnění teoretické podmínky vycházející z rovnice (3) a z rovnice (7) se využívá tzv. lichoběžníkového řízení [2]. To znamená, že řídicí páky spolu se spojovací tyčí mají tvar lichoběžníku viz obr. 4.



Obr. 4 Lichoběžník řízení tuhé nápravy (mechanismus řízení) [2]

Úhel ϕ (respektive ϕ') se většinou určuje graficky (odhadem), v dřívějších dobách se také využívala tzv. Causantova metoda. Tupý úhel ψ , který svírá spojovací tyč a řídicí páka pravého kola by neměl přesáhnout při maximálním natočení levého kola hodnotu 160° , jinak by mohlo dojít ke vzpříčení pák a kola by nešla natočit zpět. Vzhledem ke složitosti geometrie přední nápravy a řídicího mechanismu nelze prakticky dosáhnout ideální přímky. V souladu s tímto, hovoříme o tzv. křivce chyb. Na obr. 4 je naznačeno schéma konstrukce křivky chyb, která ovšem platí jen pro závislé zavěšení kol (tuhá náprava). Pro nezávislé zavěšení kol je třeba brát v potaz pohyby jednotlivých pák a tyčí řízení [2].



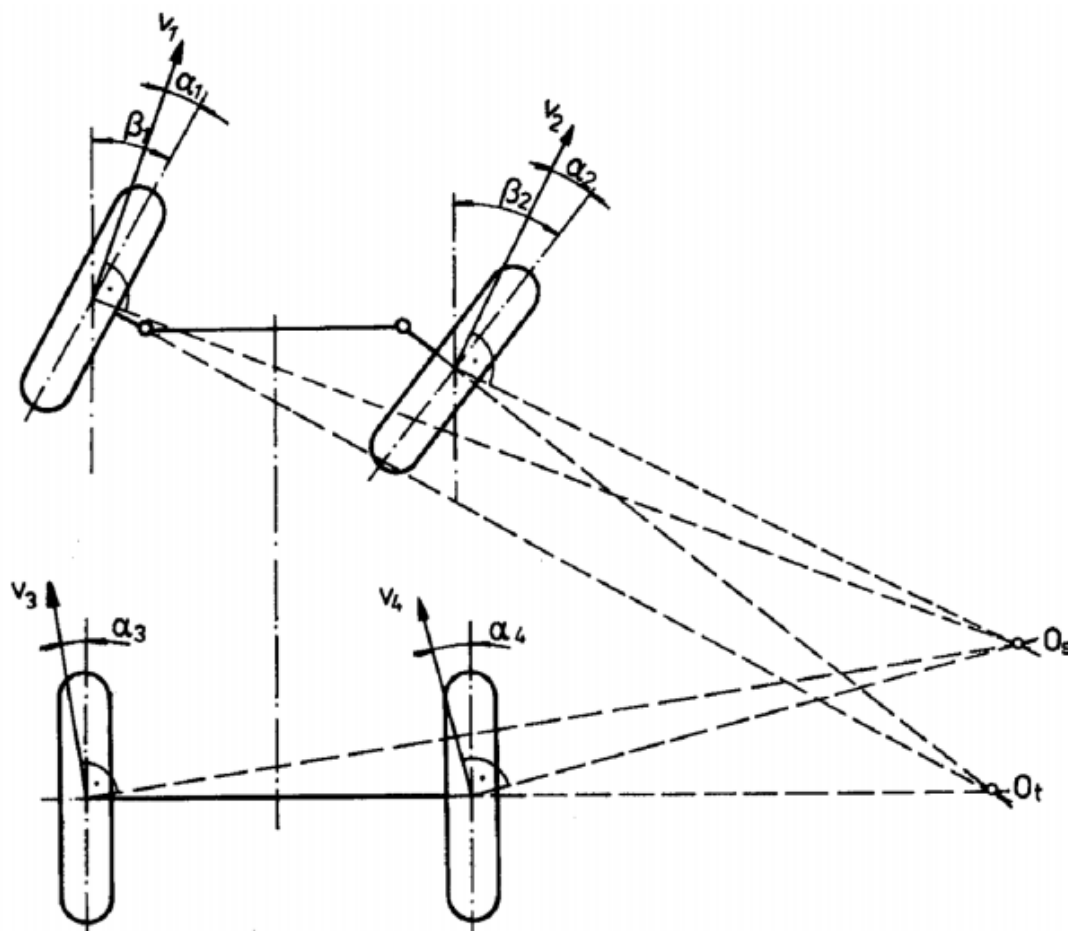
Obr. 5 Křivka chyb získaná grafickou kontrolou geometrie řízení pro tuhou přední nápravu [2]

Ackermanovu geometrii řízení lze využít jen pro pomalou jízdu a tuhou nápravu. Ve skutečnosti na všech kolech vznikají při zatáčení vlivem odstředivých sil a pružnosti pneumatik úhly směrových úchylek α_i viz obr. 6. Díky tomu může skutečný střed zatáčení O_s ležet před teoretickým středem zatáčení O_t [2].

Skutečná geometrie řízení může být provedena podle některé z následujících možností [2]:

- stejné úhly směrových úchylek na vnějším i vnitřním kole (toto provedení snižuje opotřebení pneumatik)
- použití rovnoběžníku namísto lichoběžníku, tzn. úhly rejdu vnitřního a vnějšího kola jsou stejné (zvýšené opotřebení pneumatik)
- součin boční síly a boční rychlosti (výkon boční síly) je stejný pro vnější i vnitřní kolo (minimální opotřebení pneumatik)
- stejný poměr boční síly a svislého zatížení (stejně využívaná boční přilnavost) pro vnější i vnitřní kolo (opotřebení pneumatik zůstává stejné)
- vnější kolo je natáčeno více než vnitřní. Tím pádem dojde při rychlém zatáčení na vnějším kole k většímu směrovému úhlu úchylky, než na vnitřním kole. Na vnějším

kole působí také větší boční vodící síla, což výrazně zvyšuje směrovou stabilitu (lichoběžník využívající Porsche).



Obr. 6 Schéma skutečné geometrie řízení vlivem směrových úchylek pneumatik [2]

Tuhé přední nápravy se v dnešní době využívají pouze u nákladních automobilů popřípadě terénních vozidel (Jeep Wrangler) mají lichoběžník řízení s jedinou, nedělenou spojovací tyčí. Spojovací tyč spojuje levou a pravou řídicí páku. Nezávisí na tom, zdali je náprava poháněná či nikoliv. Na toto uspořádání nemá vliv typ převodky řízení ani použití posilovacího zařízení.

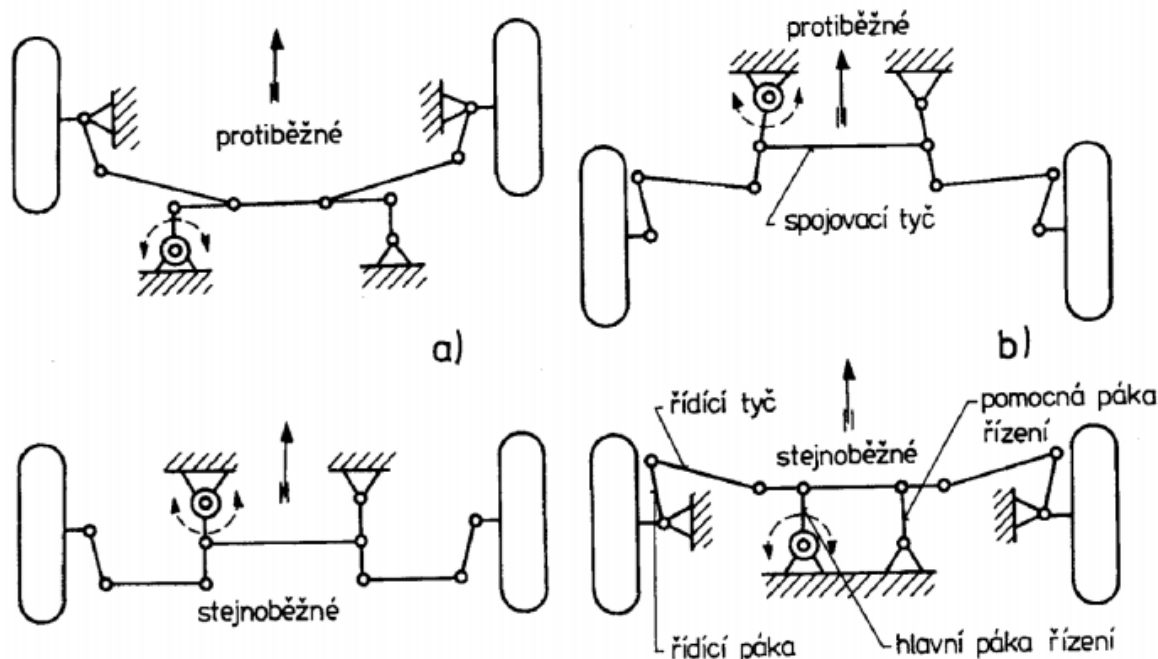
Mechanismus řízení plní tyto úlohy [2]:

- přenos řídicího pohybu z převodky řízení na řízená kola
- zajišťuje rozdílné natáčení vnějšího a vnitřního kola při zatáčení
- udržuje přední kola ve vzájemně nastavené poloze

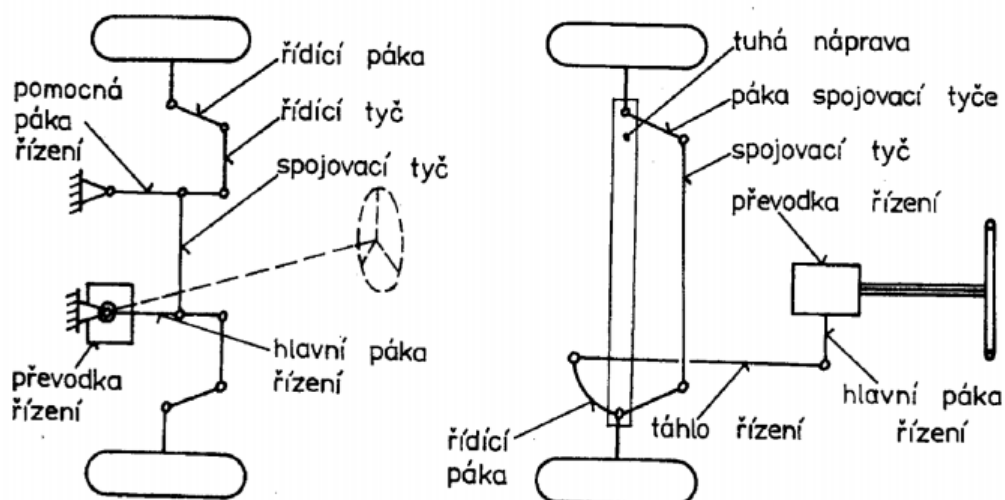
Uspořádání mechanismu řízení (počet táhel, tyčí a pák) je závislý na typu zavěšení (závislé či nezávislé) a použité převodce řízení.

1.2.1 MECHANISMUS ŘÍZENÍ POMOCÍ PŘEVODKY ŘÍZENÍ

U mechanismů využívající řízení pomocí převodky řízení s otočným pohybem rozeznáváme stejnoběžné a protiběžné provedení na obr. 7. Natáčí-li se hlavní páka řízení a řídící páka ve stejném smyslu otáčení jedná se o stejnoběžné provedení. Je-li ovšem smysl natáčení hlavní páky řízení opačný než řídící páky, pak se jedná o protiběžné provedení. U předních náprav s nezávislým zavěšením kol musí být použito více pák a tyčí. Mechanismu řízení může být umístěn před nebo za osou nápravy [2]. Schéma a popis řízení využívající převodku řízení je naznačen na obr. 8.



Obr. 7 Uspořádání mechanismu řízení pro nezávislé zavěšení kol využívající převodku řízení s otočnou hlavní pákou řízení: a) za osou přední nápravy, b) před osou přední nápravy [2]

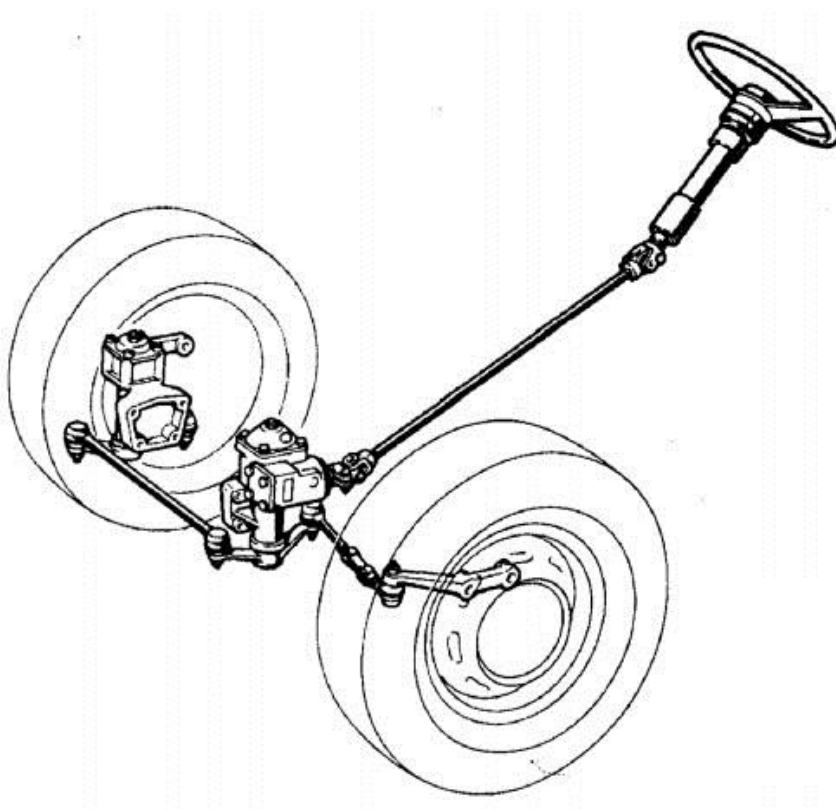


Obr. 8 Schéma názvosloví řízení motorového vozidla [2]



Při variantě kdy je pro řízení použita převodka řízení s otočným kloubem (k převodce řízení je připojena hlavní páka řízení, která vykyvuje při natáčení volant) má mechanismus řízení dvě řídící tyče, které jsou dohromady spojeny spojovací tyčí. Pro uložení spojovací tyče s řídícími tyčemi je pak nutná kromě hlavní páky ještě pomocná páka [2].

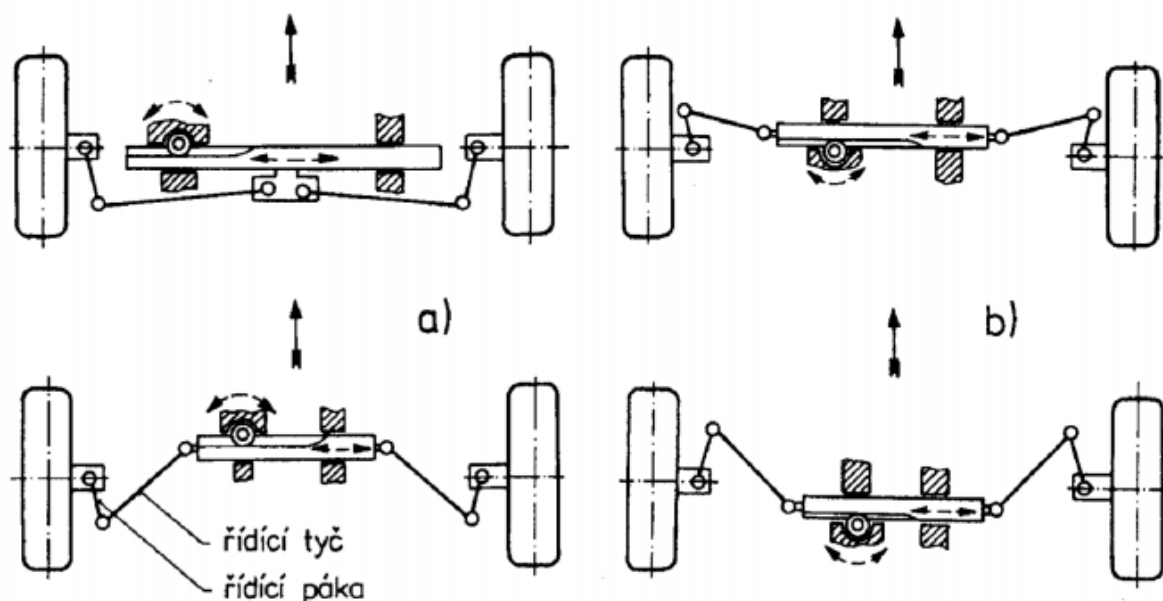
Příklad mechanismu řízení s otočnou hlavní pákou řízení je na obr. 9. Spojovací tyč mezi pomocnou pákou řízení a hlavní pákou řízení je umístěna před osou přední nápravy (spojovací tyč obchází v tomto případě diferenciál přední nápravy). Za převodkou řízení jsou umístěny řídící tyče směřující dopředu. Na obrázku lze dobře vidět levou řídící tyč spojující hlavní páku řízení. Délku řídící tyče lze upravovat pomocí krátké trubky a tím lze seřizovat sbíhavost [2].



Obr. 9 Mechanismus řízení přední nápravy automobilu (Fiat Campagnola) [2]

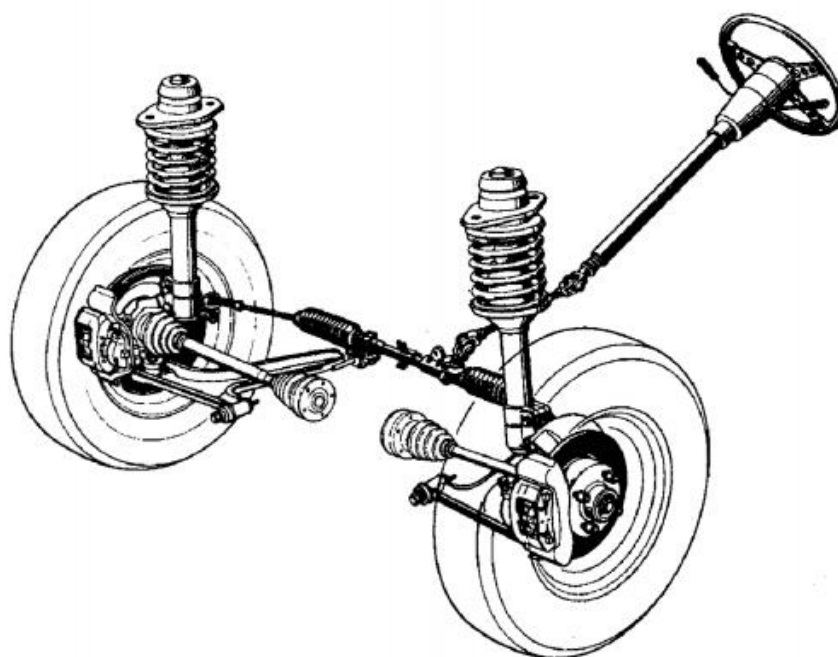
1.2.2 MECHANISMU ŘÍZENÍ POMOCÍ HŘEBENOVÉ PŘEVODKY

Mechanismy řízení s hřebenovou převodkou řízení mají z kinematického hlediska, tzn. řídicí trojúhelník (ostatní převodky řízení mají řídicí čtyřúhelník). Existují různé možnosti uspořádání mechanismu řízení s hřebenovou převodkou řízení. Řídicí tyče mohou být spojeny s hřebem na jeho středě nebo na koncích viz obr. 10. Z obrázku je také patrné, na které straně musí být uložen pastorek, aby se kola otáčela ve stejném smyslu jako volant [2].



Obr. 10 Různá uspořádání mechanismu řízení pro nezávislé zavěšení kol s hřebenovou převodkou řízení: a) za osou přední nápravy, b) před osou přední nápravy [2]

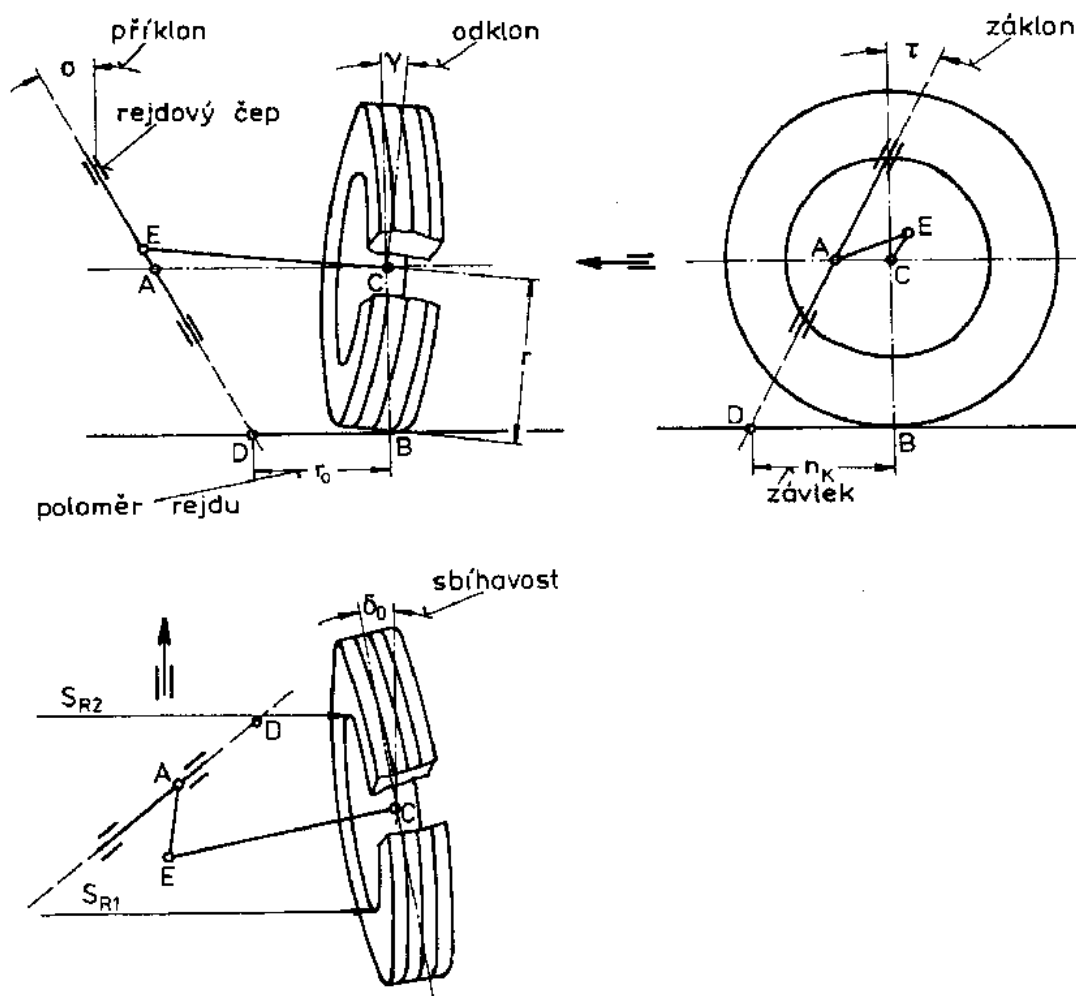
Na obr. 11 je příklad mechanismu řízení s hřebenovou převodkou řízení, kdy jsou řídicí tyče připojeny k okraji hřebene. Pastorek hřebenového řízení je posunut na střed vozidla, aby řídicí tyče byly co nejdelší. Přenos točivého momentu volantu je zajištěn dvěma křížovými klouby. Při brzdění se může pohybovat zadní uložení příčných závěsných ramen dovnitř vozu, tím vzniká elastokinematické samořízení ve smyslu rozbíhavosti [2].



Obr. 11 Přední náprava McPherson automobilu VW Scirocco – řídicí tyče jsou připevněny ke koncům hřebene [2]

2 GEOMETRIE KOL

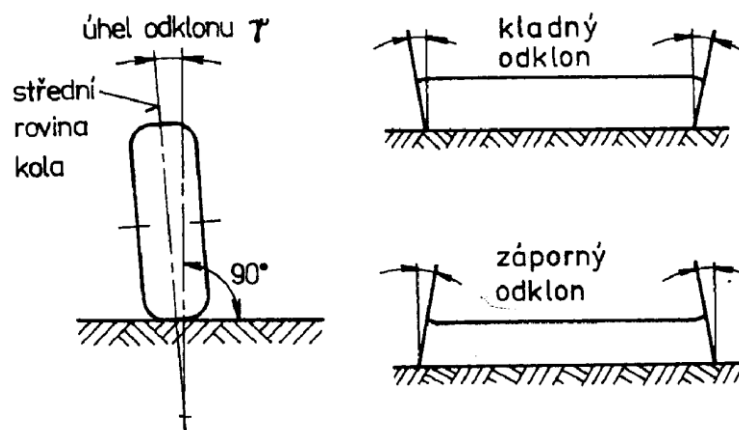
Aby se kola motorového vozidla při zatažení i při přímé jízdě odvalovala a řízení bylo jednoduché, přesné a stabilní, mají řízená kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny. Tyto odchylky jsou označovány jako „geometrie zavěšení kol“. Příslušné veličiny jsou zobrazeny na obr. 12. V následujících podkapitolách budou tyto veličiny dále popsány. Bude se jednat o úhel odklonu kola γ , poloměr rejdu r_0 , příklon rejdové osy σ , záklon rejdové osy τ , závlek η_k a úhel sbíhavosti δ_0 [2].



Obr. 12 Schématické znázornění geometrie řízeného kola [2]

2.1 ÚHEL ODKLONU KOLA

Úhel odklonu kola γ je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla obr. 13. Je uvažován kladně, jestliže se kolo naklání vně vozidla a záporně, jestli se naklání dovnitř. U moderních vozidel pro přední nápravu je tento odklon -1° až -2° . U závodních vozidel je odklon na přední nápravě 2° a více. Odklon kola působí ve smyslu vymezení axiální vůle ložisek kol, snižuje namáhání šroubů kol a spolu s příklonem rejdového čepu zlepšuje stabilitu jízdy a podstatně zmenšuje síly na ovládání řízení [2].



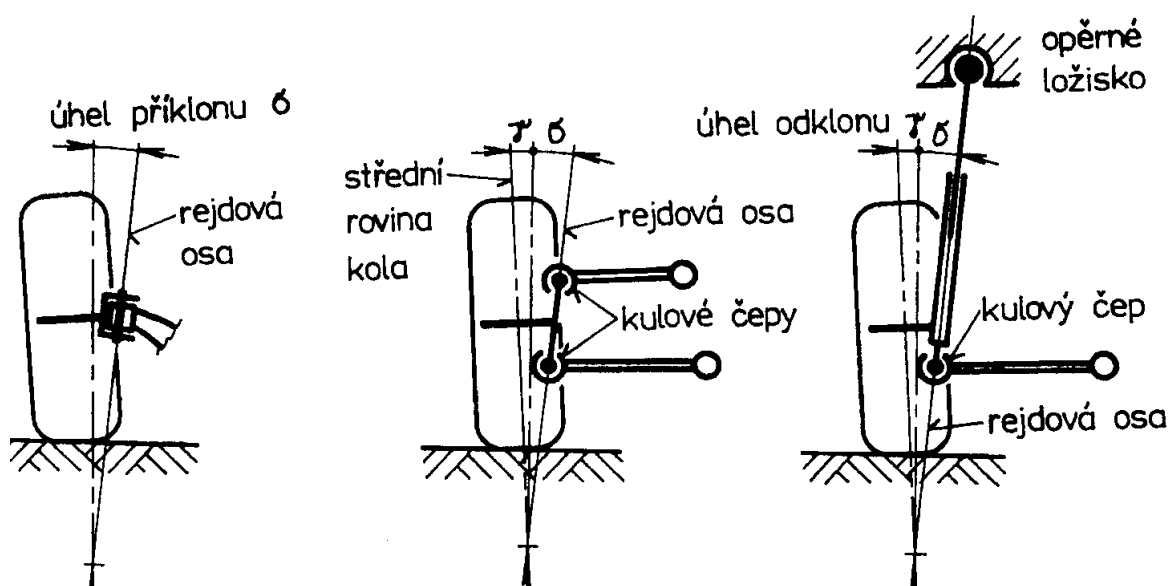
Obr. 13 Schématické znázornění úhlu odklonu kola [2]

2.2 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Příklon rejdové osy σ je průměr úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla, obr. 14. U tuhé nápravy je rejdová osa (tj. osa kolem níž se kolo při řízení vychyluje) totožná s osou rejdového čepu.

Lichoběžníková náprava u soudobých osobních automobilů rejdový čep nemá a rejdová osa (osa řízení) je dána spojnicí středů spodního a horního kulového čepu. U nápravy MacPherson je rejdová osa dána spojnicí středu spodního kulového čepu uloženého v příčném rameni a středu horního závěsného ložiska [2].

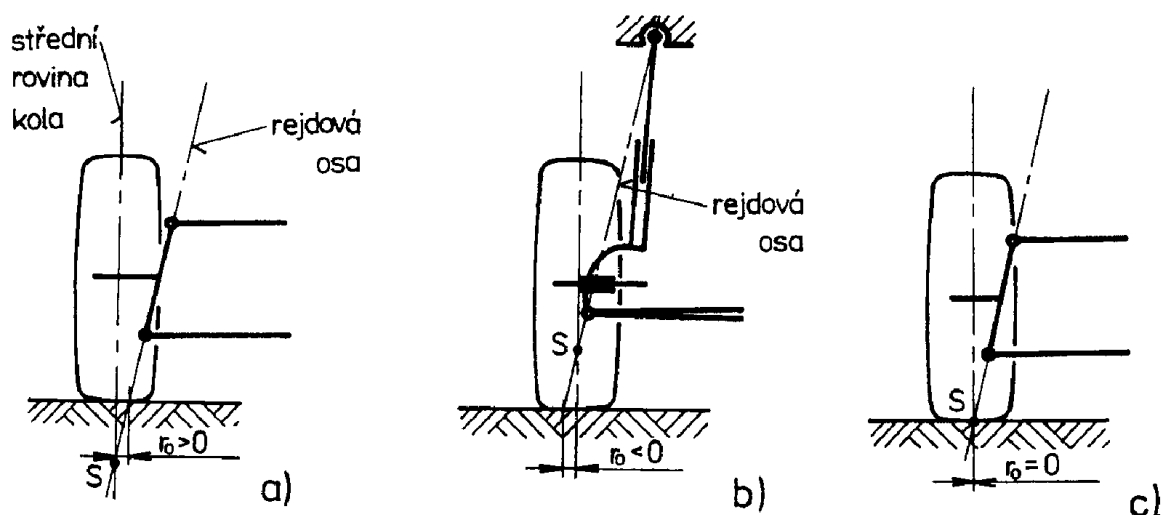
Příklon slouží k samočinnému návratu řízených kol do polohy pro přímou jízdu. Vlivem příklonu dochází při natáčení řízených kol k jejich zvedání. Síla k tomu potřebná musí být vynaložena při natáčení volantu auta. Při uvolnění volantu tlačí zatížení přední nápravy přední kola zpět do přímé polohy, a to účinkem vratného momentu [2].



Obr. 14 Průběh rejdové osy: a) tuhá náprava, b) lichoběžníková náprava, c) náprava MacPherson [2]

2.3 POLOMĚR REJDU

Poloměr rejdu r_0 je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla obr. 15. Nachází-li se tento průsečík mimo střední roviny kola, je poloměr rejdu záporný [2].



Obr. 15 Poloměr rejdu: a) kladný, b) záporný, c) nulový [2]

Na velikosti poloměru rejdu je závislý velikost vratného momentu – čím větší je poloměr rejdu r_0 , tím větší je vratný moment. Zároveň čím je větší poloměr rejdu, tím je přední náprava citlivější na podélné síly [2].

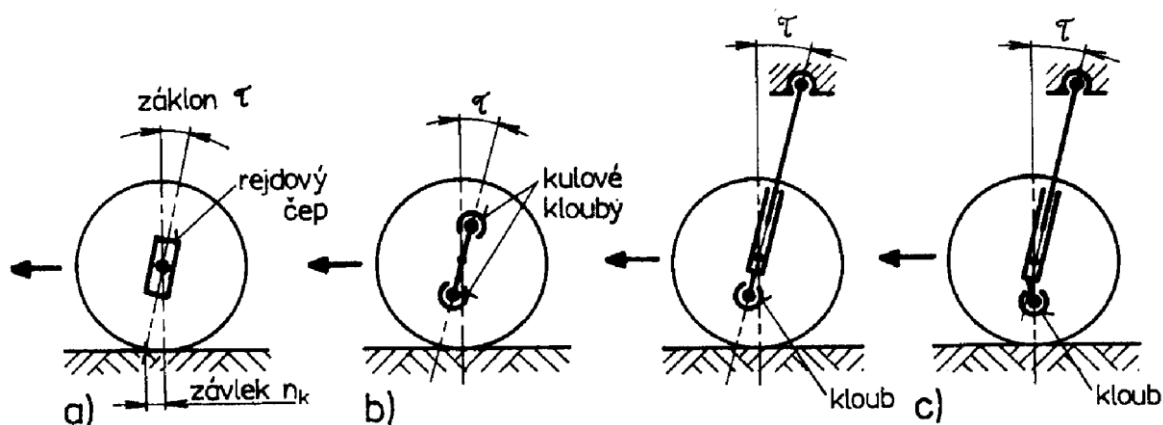
Záporný poloměr rejdu byl poprvé využit u osobního automobilu Audi 80 (přední náprava MacPherson). Dnes mají téměř všechna osobní vozidla s pohonem na přední nápravy MacPherson záporný poloměr rejdu. Záporný poloměr rejdu má stabilizační účinek na řízení. Tzn., že řidič nemusí měnit natočení předních kol, i když je brzdění nesouměrné (vlivem rozdílného povrchu vozovky pod brzděnými koly, vlivem silně rozdílných brzdících sil vlevo a vpravo – zejména při porušení jednoho okruhu a diagonálního zapojení brzd) [2].

2.4 ZÁKLON REJDOVÉ OSY

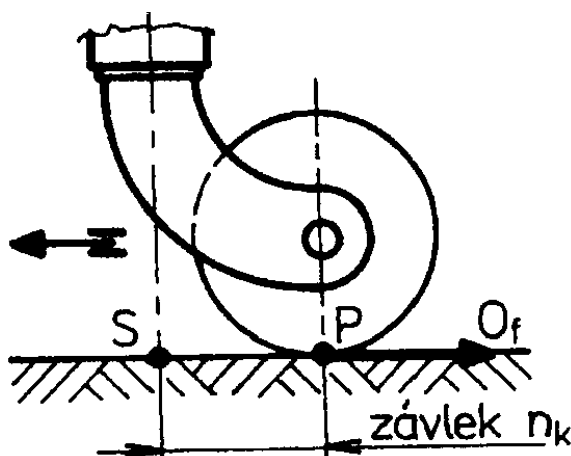
Záklon rejdové osy τ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou motorového vozidla obr. 16. Jako kladný zákon bereme, je-li rejdová osa skloněna vzad a záporně, je-li skloněna vpřed (v tomto případě jde o předklon) [2].

Závlek η_k je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny, která je rovnoběžná s podélnou rovinou vozidla obr. 16. Je brán kladně, jestli se průsečík nachází před středem styku pneumatiky a záporně, je-li za ním (tzv. předvlek) [2].

Účinek závleku na vrácení kola do přímého směru je znám z konstrukce koleček nákupního vozíku obr. 17. Kolečko je vlivem závleku vlečeno, nikoliv tlačeno.



Obr. 16 Záklon rejdové osy: a) tuhá náprava s rejdovým čepem, b) lichoběžníková náprava s kulovými klouby, c) náprava MacPherson [2]

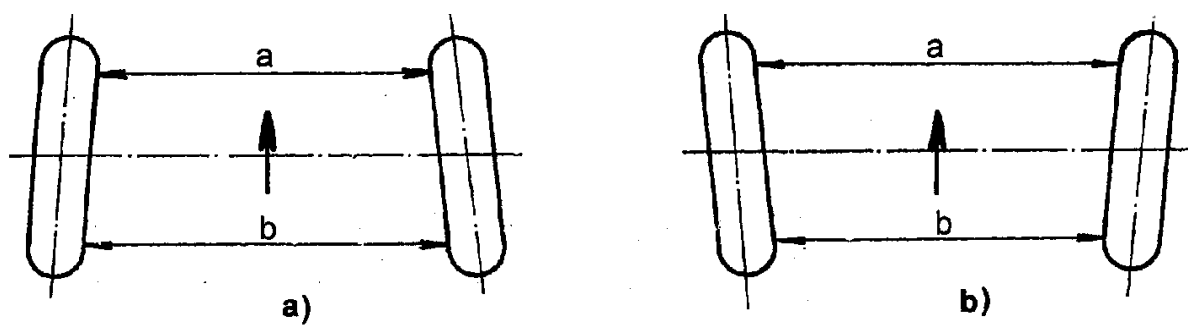


Obr. 17 Schéma kolečka nákupního vozíku k vysvětlení účinku závleku [2]

Aby u automobilů byla poloha předních kol stabilní, může se posunout rejdová osa směrem dopředu. Tím se bod styku kola s vozovkou dostane za rejdovou osu a kolo je vlečeno. Více se však používá záklonu rejdové osy, kterým se dosáhne stejného účinku. Společně s příkonem podporuje stabilitu jízdy i samočinné vracení kol do přímého směru pro průjezdu zatáčkou [2].

2.5 ÚHEL SBÍHAVOSTI

Úhel sbíhavosti δ_0 je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky obr. 18. Kolo je sbíhavé, jestliže přední část kola je přikloněna k podélné ose vozidla a rozbíhavé, je-li od podélné osy odkloněna obr. 18.



Obr. 18 Schéma sbiřhavosti [2]

Správná sbiřhavost/rozbiřhavost kol přispívá ke stabilitě hlavně při přímém směru jízdy a vymezení vůlí v řízení, které by mohly způsobit kmitání kol.

3 METODY MĚŘENÍ GEOMETRIE A TUHOSTI ŘÍZENÍ

K měření a kontrole jednotlivých parametrů i celkové geometrie podvozku automobilu se využívají přístroje a zařízení pracující na různých principech [1]:

- **Mechanická měřidla** – délkoměry, libely, úhloměry. Jsou založena na přímém měření délek a úhlu. Měřené veličiny se zjišťují přímo na kolech vozidla.
- **Optická měřidla** – jsou založena na nepřímém měření polohy kola (roviny souměrnosti kola) a vzájemného postavení kol (náprav). Poloha kola je přesně nahrazena buď zdrojem světelného paprsku umístěného v držáku, který je ke kolu připevněn nebo zrcadlem.
- **Elektronická měřidla** – počítačem řízená měřidla, jež jsou také založena na nepřímém měření. Poloha kola je velmi přesně nahrazena snímací hlavou umístěnou v držáku, který je připevněn a vystředěn ke kolu. V každé snímací hlavě jsou uloženy polohové snímače.
- **Kombinovaná měřidla** – využívají kombinace měřidel a principů zmíněných výše.

3.1 PŘÍSTROJE PRO KONTROLU GEOMETRIE ŘÍZENÍ

Do skupiny optických měřidel s projektory umístěnými na kolech patří zařízení od české firmy Motex viz obr. 19. Pro osobní automobily se využívají zařízení (ráfky 12-18") [7]:

- **MOTEX 7610** – geometrie pro osobní automobily s laserovými projektory pro 2 nápravy
- **MOTEX 7620** – geometrie pro osobní automobily s laserovými projektory pro 1 nápravu

Pro nákladní automobily se využívají zařízení (ráfky 17-25") [7]:

- **MOTEX 7640** – geometrie pro nákladní automobily a autobusy s laserovými projektory pro 1 řízenou nápravu
- **MOTEX 7641** – geometrie pro nákladní automobily a autobusy s laserovými projektory pro 2 řízené nápravy

U konstrukce těchto zařízení byla uplatněna kombinace laserového způsobu projekce s přesnou vychylovací soustavou, která je libelová. Všechny veličiny, která jsou schopna zařízení změřit nalezneme v tab. 1. V tab. 2 nalezneme dosahované přesnosti při měření.

Tab. 1 Měřené veličiny [7]

Řízená náprava	Neřízená náprava	Nápravy vzájemně
sbíhavost (rozbíhavost)	sbíhavost kol	souběžnost náprav
úhel odklonu kola	úhel odklonu kola	
áklon rejdového čepu		
příklon rejdového čepu		
diferenční úhly rejdů kol		

Tab. 2 Přesnost měření [7]

Měřená veličina	Přesnost
sbíhavost	$\pm 5'$
úhly odklonu, záklonu a příklonu	$\pm 10'$
diferenční úhel rejdů kol	$\pm 20'$



Obr. 19 Měřicí zařízení od firmy Motex [7]

3.2 PŘÍSTROJE PRO KONTROLU TUHOSTI ŘÍZENÍ

Zjištění tuhosti řídicího ústrojí je možné dvěma metodami:

- Při zablokovaném volantu se měří natočení předního kola $\Delta\beta_p$ a moment na přední nápravě, který toto natočení způsobí M_p . Tuhost řídicího ústrojí je dána směrnici ke křivce $\Delta\beta_p = f(M_p)$. Takto zjištěná tuhost řídicího ústrojí c_x charakterizuje tuhost řízení ve směru od kol k volantu. Tímto typem měření se bude zabývat tato práce [1].
- Při zablokovaných předních kolech se měří úhel natočení volantu $\Delta\beta_p$ a moment, který je přiváděn na volant M_v . Tuhost řídicího ústrojí je dána směrnici ke křivce $\Delta\beta_v = f(M_v)$. Takto zjištěná tuhost řídicího ústrojí c_f charakterizuje tuhost ve směru od volantu ke kolům [1].

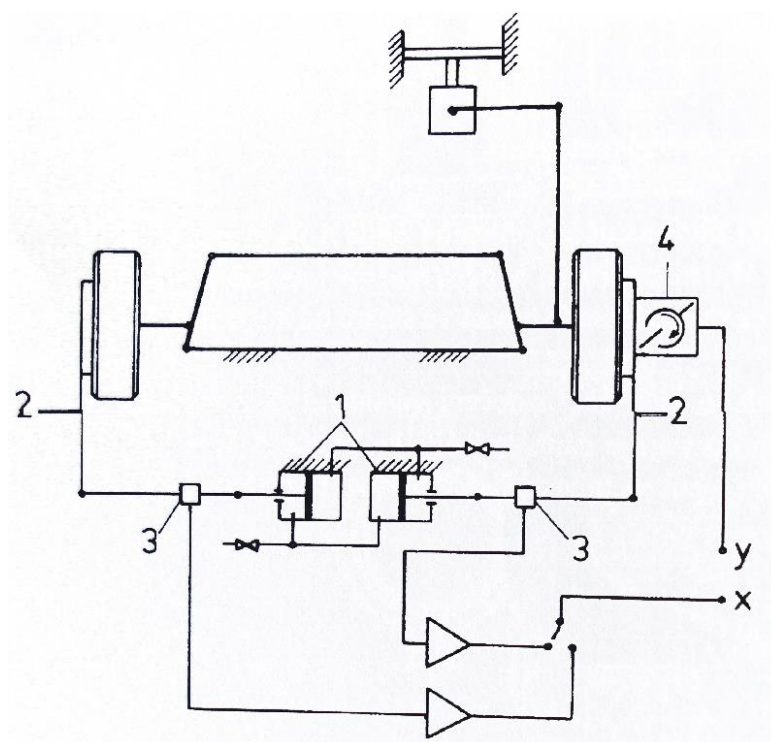
Pro první metodu měření platí vztah:

$$M_p = c_x \cdot \Delta\beta_p \quad (8)$$

Z toho tedy vyplývá, že tuhost řízení je:

$$c_{\tilde{r}} = \frac{M_p}{\Delta\beta_p} \quad (9)$$

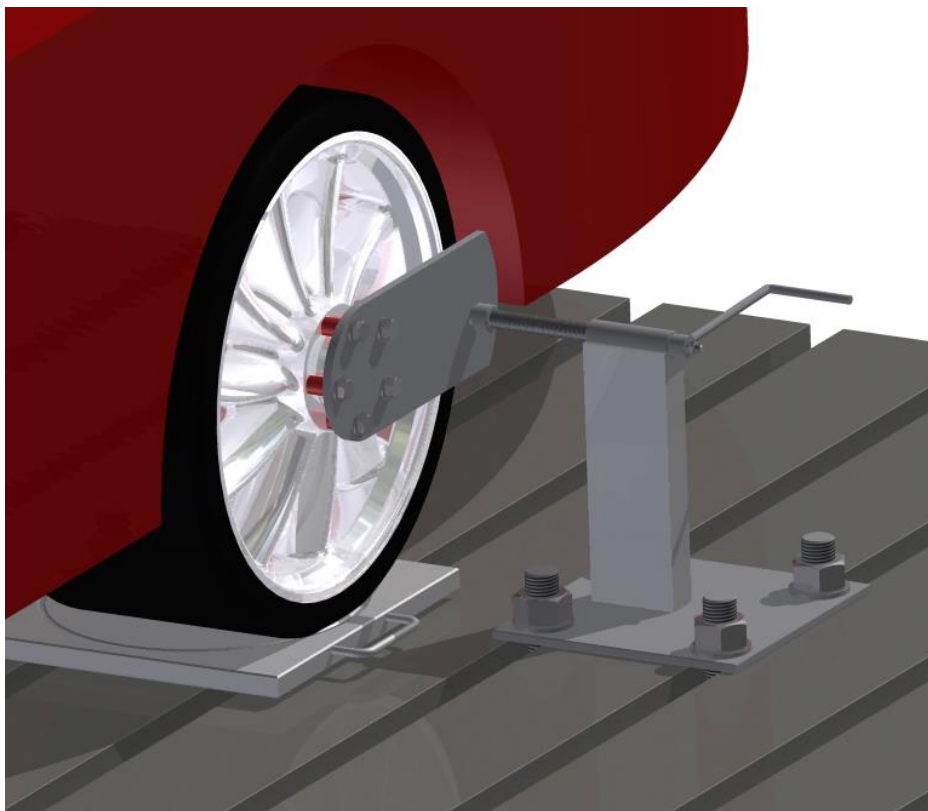
Na obr. 20. je zobrazeno schéma zařízení pro měření tuhosti řídicího ústrojí užitkového vozidla při zablokovaném volantu. Přední náprava je během měření nadzvednuta a obě kola jsou zatížena stejnými momenty, které vzniknou přiváděním tlakového vzduchu do válců (1), jejichž pístnice jsou spojeny pákami (2) s předními koly. Vzniklé momenty jsou měřeny nepřímo snímači sil (3) a úhel natočení předních kol $\Delta\beta_p$ je měřen pomocí měřícího zařízení. Souřadnicovým zapisovačem je přímo zaznamenávána závislost $\Delta\beta_p = f(2M_p)$. Výsledek měření vyjadřuje celkovou tuhost řízení od předního kola až po volant, tzn., že zahrnuje i tuhost zavěšení kol [1].



Obr. 20 Zařízení pro měření tuhosti řídicího ústrojí [1]

4 PRINCIPIÁLNÍ NÁVRH VLASTNÍ METODY MĚŘENÍ

Tato kapitola je zaměřena na nalezení vhodné metody pro měření tuhosti řízení u osobního automobilu. Ze vzorce (9) je jasné, že tuhost je poměr mezi momentem a úhel natočení kola. Princip celého měření spočívá ve vyvození síly na určitém rameni, jak je naznačeno na obr. 21, tím dojde k deformaci – natočení kol automobilu kolem rejdové osy. Síla i deformace (natočení) se budou zaznamenávat po určitých krocích nebo kontinuálně.



Obr. 21 Model zařízení na měření tuhosti řízení

Hlavním úkolem této práce bylo navrhnout zařízení, které je schopno působit určitou silou na rameni. Jako největší namáhání řízení bylo stanoveno 3000 Nm. Tento moment je odvozen z maximálního vratného momentu pneumatiky při úhlu směrové úchylky cca 5°. Vzhledem k tomu, že zařízení je potřeba navrhnout, jak na měření tuhosti demontovaného a izolovaného systému řízení i měření celkové tuhosti řízení se zahrnutím poddajnosti karoserie vozidla. Je potřeba přizpůsobit délku páky poloměru kola, aby páka nekolidovala s blatníkem.

Pro výpočet maximální síly využijeme rovnici na výpočet ohybového momentu (10). Rovnici upravíme a dosadíme známé hodnoty M_k a r . Poloměr páky byl určen na základě měření vzdálenosti na osobním automobilu s pneumatikami R14 (byl stanoven na 200 mm).

$$M_k = F \cdot r \quad (10)$$

z toho vyplývá

$$F = \frac{M_k}{r} = \frac{3000}{0,2} \quad (11)$$

$$F = 15\,000\,N$$

kde:

r [mm] – poloměr ramene

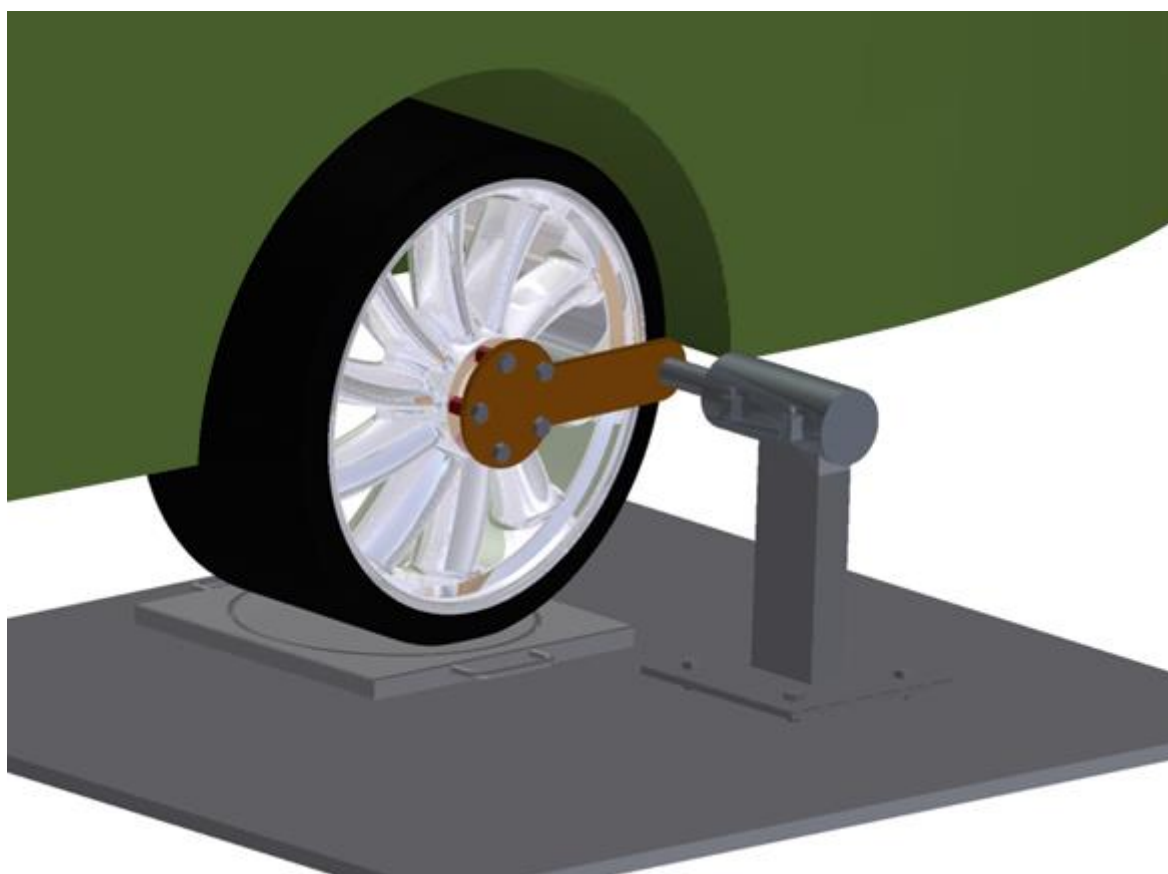
F [N] – síla působící na rameno

M_k [Nm] – ohybový moment

Výsledná síla je 15 000 N je to největší síla jakou musí zařízení být schopno vydržet a vygenerovat.

Na výběr byly dvě možnosti, jak tuto sílu vyvodit, první možnost byla pomocí pneumatického pístu na obr. 22 nebo pohybového šroubového spoje na obr. 21.

Celkové zařízení na měření tuhosti řízení by mělo být co nejjednodušší a nejlevnější proto byla zvolena varianta dvě – zařízení s pohybovým šroubem.



Obr. 22 Měření pomocí pneumatického systému

5 NÁVRH ZAŘÍZENÍ S POHYBOVÝM ŠROUBEM

Jedná se o jednoduché zařízení, které je založeno na principu pohybového šroubu viz obr. 24. Kdy při točení klikou dochází k lineárnímu pohybu šroubu. Na konci šroubu je přivařeno pouzdro, kde je umístěn tenzometrický siloměr. Výpočet zařízení s pohybovým šroubem byl odvozen z výpočtu klasického zvedáku [5] určeného pro zvedání závaží ve vertikální poloze. V tomto případě je zvedák přivařen k ocelové podpěře a přišroubován k podlaze pomocí čtyř šroubů M36. Materiál zařízení byl zvolen 11 523 s ohledem na jeho dobrou svařitelnost a vhodné mechanické vlastnosti. Koeficient bezpečnosti k mezi by měl být vždy vyšší než 4.

Zařízení je navrženo pro měření kol s poloměrem R14 pro větší poloměry kol automobilů by bylo potřeba zařízení podložit podložkou mezi základnu a zem.



Obr. 24 Návrh zařízení s pohybovým šroubem

5.1 NÁVRH VHODNÉHO MATERIÁLU

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, s ohledem na svařovanou konstrukci byl zvolen materiál 11 523. Jedná se o nelegovanou konstrukční jemnozrnnou ocel vhodnou ke svařování. Chemické složení dle ČSN 41 1523 nalezneme v tab. 3. Nejdůležitější materiálové charakteristiky podle ČSN 41 1523 v tab. 4 a ekvivalentní normy v tab.5.

Tab. 3 Chemické složení materiálu [8]

Chemické složení (%)	C	Mn	Si	Cr	Al _{kov.}	P	S
	max. 0,20	max. 1,60	max. 0,55	max. 0,55	max. 0,015	max. 0,05	max. 0,04

Tab. 4 Mechanické charakteristiky materiálu [8]

Mechanická charakteristiky	Označení	Hodnoty	Jednotky
Mez kluzu – min	R _e	355	MPa
Mez pevnosti – min	R _m	490	MPa
Tažnost - min	A	22	%
Tvrdost podle Vickerse		222	
Nejmenší nárazová práce	KV	27	J

Tab. 5 Ekvivalentní značení [8]

Stát	Značení	Norma
ISO	E335-D	ISO 630
EURO	S355J2G3	EN 10025-2
Německo	St52-3	DIN 17120

Materiál 11 523 je vhodný na mostní a jiné svařované konstrukce, ohýbané profily, svařované konstrukce z dutých profilů, součásti strojů, automobilů, motocyklů, jízdních kol, tepelných zařízení a tlakových nádob [8].

5.2 VLASTNÍ VÝPOČET ŠROUBOVÉHO ZAŘÍZENÍ

Tato podkapitola je věnovaná analytickému výpočtu základních rozměrů šroubového zařízení.

5.2.1 ŠROUB

A. URČENÍ DOVOLENÉHO TLAKU:

Materiál 11 523 – dovolené zatížení míjivé - $\sigma_{Dd} = 90$ MPa. Vzhledem ke kombinovanému namáhání (tlak + krut) nutno σ_{Dd} snížit o 25 %. Takže $\sigma_{SK} = 0,75 \times 90$ MPa = 67,5 MPa

B. VÝPOČET PRŮMĚRU JÁDRA ŠROUBU SJ, STANOVENÍ VELIKOSTI ZÁVITU Tr :

dáno: $\sigma_{SK} = 67,5$ Mpa

$$F = 15\,000 \text{ N}$$

$$\sigma_d = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dd} \quad (12)$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (13)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_d}} \quad (14)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000}{\pi \cdot 67,5}} = 17,14 \text{ mm}$$

Podle normy ČSN 01 4052 volím závit Tr 20x2, který má $d = 20$ mm, $P = 2$ mm, $d_2 = D_2 = 19$ mm, $d_3 = 17,5$ mm, $S_{\text{ČSN}} = 240,528 \text{ mm}^2$, $a_c = 0,25$

kde:

$S [\text{mm}^2]$ – plocha průřezu šroubu

$d [\text{mm}]$ – velký průměr šroubu

$d_2 [\text{mm}]$ – střední průměr šroubu

$d_3 [\text{mm}]$ – malý průměr šroubu

$P [\text{mm}]$ - stoupání závitu

$a_c [\text{mm}]$ – vůle ve vrcholu závitu

C. ÚHEL STOUPÁNÍ ZÁVITU A :dáno: $P = 2 \text{ mm}$

$$d_2 = 19 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (15)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2}{\pi \cdot 19} = 0,033519 \Rightarrow \alpha = 1,92^\circ$$

Úhel stoupání je $\alpha = 1,92^\circ$.**D. ÚHEL TŘENÍ φ VÝPOČET:**

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad \operatorname{tg} \varphi = 0,106 \Rightarrow \varphi = 6,05^\circ$$

E. SAMOSVORNOST ŠROUBU :dáno: $\alpha = 1,92^\circ$

$$\varphi = 6,05^\circ$$

 $\alpha < \varphi \Rightarrow$ šroub je samosvorný.**5.2.2 MATICE****A. STANOVENÍ POČTU ZÁVITU MATICE Z Z PEVNOSTNÍ PODMÍNKY:**dáno: $F = 15\,000 \text{ N}$

$$d_2 = 19 \text{ mm}$$

$$D_1 = 18 \text{ mm}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$p_D = 10 \text{ MPa}$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} \quad (16)$$

$$H_1 = \frac{20 - 18}{2} = 1 \text{ mm}$$



$$z = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad (17)$$

$$z = \frac{15000}{\pi \cdot 19 \cdot 1 \cdot 10} = 25,129$$

kde:

D_1 [mm] – malý průměr matice

d [mm] – velký průměr šroubu

p_D [MPa] – dovolený tlak v závitech

z [-] – počet závitů

B. VÝPOČET VÝŠKY MATICE H:

dáno: $P = 2$ mm

$$z = 25,129$$

$$h = z \cdot P \quad (18)$$

$$h = 25,129 \cdot 2 = 50,259 \text{ mm}$$

Volím výšku matice 60 mm.

5.2.3 STANOVENÍ PŘEVODOVÉHO ČÍSLA I

dáno: $d_2 = 19$ mm

$$P = 2 \text{ mm}$$

$$i = \frac{\pi \cdot d_2}{P} \quad (19)$$

$$i = \frac{\pi \cdot 19}{2} = 29,845$$

Převodové číslo je 29,845.

5.2.4 SILOVÉ MOMENTY NA ZVEDÁKU

A. TŘECÍ MOMENT V ZÁVITECH M_1 :

dáno: $F = 15\,000\text{ N}$

$$d_2 = 19\text{ mm} = 0,019\text{ m}$$

$$\alpha = 1,92^\circ$$

$$\varphi = 6,05^\circ$$

$$M_1 = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \zeta) \quad (20)$$

$$M_1 = 15000 \cdot 0,0095 \cdot \operatorname{tg}7,97^\circ = 20,011\text{ Nm}$$

B. TŘECÍ MOMENT MEZI KORUNKOU A ŠROUBEM M_2 :

dáno: $F = 15\,000\text{ N}$

$$r_m = d/2 = 18 / 2 = 9$$

$$f_m = 0,1$$

$$M_2 = F \cdot r_m \cdot f_m \quad (21)$$

$$M_2 = 15000 \cdot 9 \cdot 0,1 = 13500\text{ Nmm}$$

$$M_2 = 13,5\text{ Nm}$$

kde:

r_m [mm] – třecí poloměr

f_m [-] – součinitel tření

C. MOMENT SÍLY NA PÁCE M_k :

volím: $F_{\max} = 200\text{ N}$

Jedná se o maximální sílu, kterou musí obsluha vynaložit pro vyvození maximálního ohybového momentu.

D. ROVNOST MOMENTŮ:

dáno: $M_1 = 20,01 \text{ Nm}$

$$M_2 = 13,5 \text{ Nm}$$

$$M_k = M_1 + M_2 \quad (22)$$

$$M_k = 20,01 + 13,5 = 33,61 \text{ Nm}$$

E. URČENÍ DÉLKY PÁKY R :

dáno: $M_k = 33,61 \text{ Nm}$

$$F_{\max} = 200 \text{ N}$$

$$R = \frac{M_k}{F_{\max}} \quad (23)$$

$$R = \frac{33,61}{200} = 0,1675 \text{ m}$$

Minimální délka páky je 0,1675 m.

5.2.5 KONTROLA NAPĚTÍ VE ŠROUBU**A. NAPĚTÍ V TAHU σ_d :**

dáno: $F = 15\,000 \text{ N}$

$$S_{\text{ČSN}} = 240,53 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_d = \frac{F}{S_{\text{ČSN}}} \quad (24)$$

$$\sigma_d = \frac{15\,000}{240,53} = 62,36 \text{ MPa}$$

B. NAPĚTÍ V KRUTU TK:

dáno: $M_k = 33,51 \text{ Nm} = 33\,511 \text{ Nmm}$

$$d_3 = 17,5 \text{ mm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (25)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (26)$$

Z toho vyplývá:

$$\tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (27)$$

$$\tau_k = \frac{33\,511}{\frac{\pi \cdot 17,5^3}{16}} = 31,85 \text{ MPa}$$

kde:

$W_k [\text{mm}^3]$ – modul průřezu v krutu

C. CELKOVÉ NAPĚTÍ:

dáno: $\sigma_d = 62,36 \text{ MPa}$

$$\tau_k = 31,85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 150 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_d^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (28)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{62,36^2 + 3 \cdot 31,5^2} = 83,26 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} \quad (29)$$

$$k = \frac{355}{83,26} = 4,26$$

kde:

$\sigma_d [\text{MPa}]$ – napětí v tlaku

τ_k [MPa] – napětí v krutu

σ_{red} [MPa] – celkové redukované napětí ve šroubu

k [] – součinitel bezpečnosti

Kombinované napětí ve šroubu vyhovuje, protože součinitel bezpečnosti vychází 4,26.

5.2.6 ÚČINNOST ZVEDÁKU

dáno: $r_s = d_2/2 = 9,5$ mm

$$\alpha = 1,92^\circ$$

$$\varphi = 6,07^\circ$$

$$r_m = d/2 = 18 / 2 = 9$$
 mm

$$f_m = 0,1$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \zeta) + \frac{r_m \cdot f_m}{r_s}} \quad (30)$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 1,92^\circ}{\operatorname{tg} 6,97^\circ + \frac{9 \cdot 0,1}{9,5}} = 0,142$$

Účinnost zvedáku je 14,2 %.

kde:

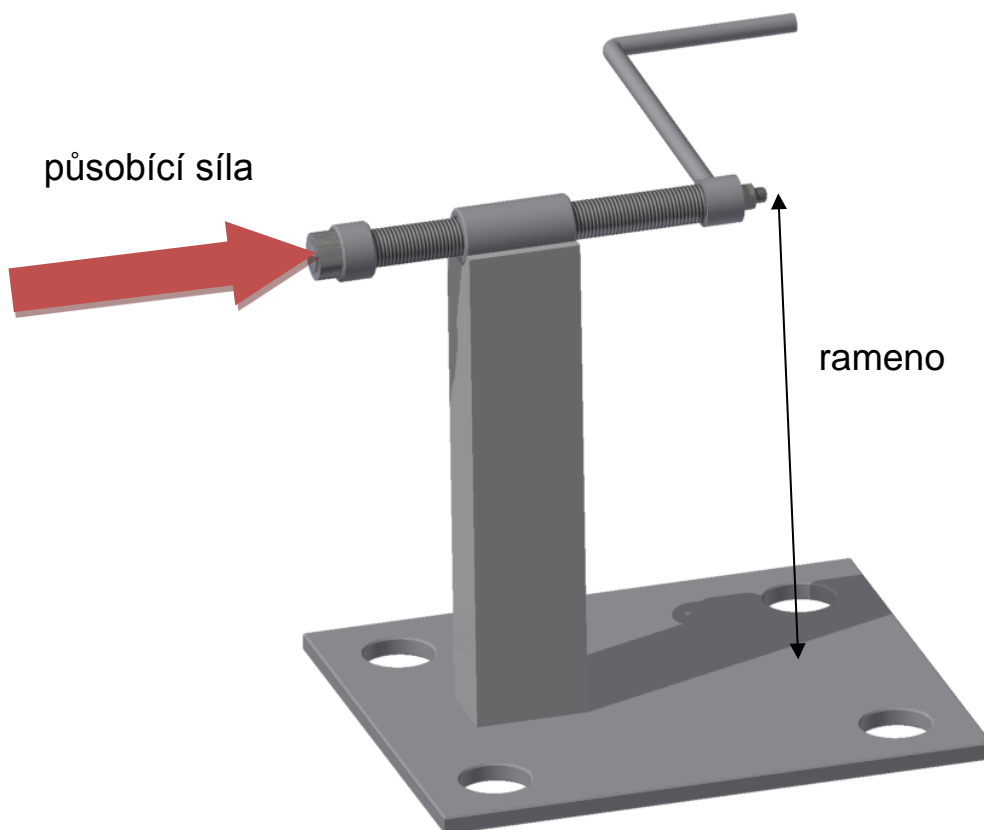
η [-] – účinnost zvedáku

5.2.7 KONTROLA ŠROUBU NA VZPĚŘ

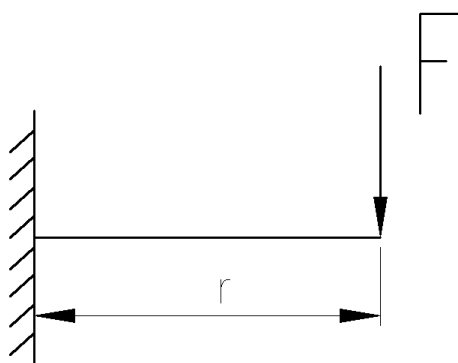
Protože volná délka šroubu $l > 5 \times d_3 = 5 \times 17,5 = 87,5 < 120$, není nutno šroub kontrolovat na vzpěr.

5.3 DALŠÍ VÝPOČTY

Vzhledem k tomu, že výpočet zvedáku byl proveden analyticky s velkým koeficientem bezpečnosti, není třeba se bát o jeho selhání. Problém ovšem nastává při navaření zvedáku na podpěru (délka podpěry byla zvolena stejně jako délka matice tedy 60 mm), kde bude působit síla v ose šroubu, znázorněno na obr. 25. Tato síla bude vytvářet ohybový moment na rameni (podpěře), který je nutno vzít v potaz. Proto byla provedena kontrola analyticky i pomocí metody konečných prvků. Pro zjednodušení se jedná o namáhání vetknutého nosníku jedinou silou viz obr. 26.



Obr. 25 Schéma působení síly



Obr. 26 Schéma působení síly

5.3.1 KONTROLA NA OHYB ANALYTICKY

Pro výpočet využijeme znalost největší síly na zvedák $F = 15\,000\text{ N}$, dále je potřeba znát velikost ramena, tedy osovou vzdálenost šroubu od podlahy. Vzhledem k tomu, že osobní auta mají různě veliké kola, byla navržena vzdálenost pro kola R14. Kdy při použití větších kol je možnost měřící zařízení podložit. Vzdálenost pro R14 je 280 mm od podlahy. Od toho čísla je potřeba odečíst 10 mm jako tloušťku podložky samotného zařízení. Podpěra má průřez obdélníky, kdy velikost strany ve směru osy šroubu je 40 mm a zbývající strany je 60 mm. Po dosazení do vzorce (30), zjistíme, že maximální ohybové napětí vyjde 168 MPa.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (31)$$

kde:

M_o [Nm] – ohybový moment

W_o [mm³] – průřezový modulu v ohybu

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (32)$$

kde:

b [mm] – kratší délka strany průřezu podpěry

h [mm] – delší délka strany průřezu podpěry

$$\sigma_o = \frac{M_o}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{F \cdot r}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{15000 \cdot 270}{\frac{40 \cdot 60^2}{6}} \quad (33)$$

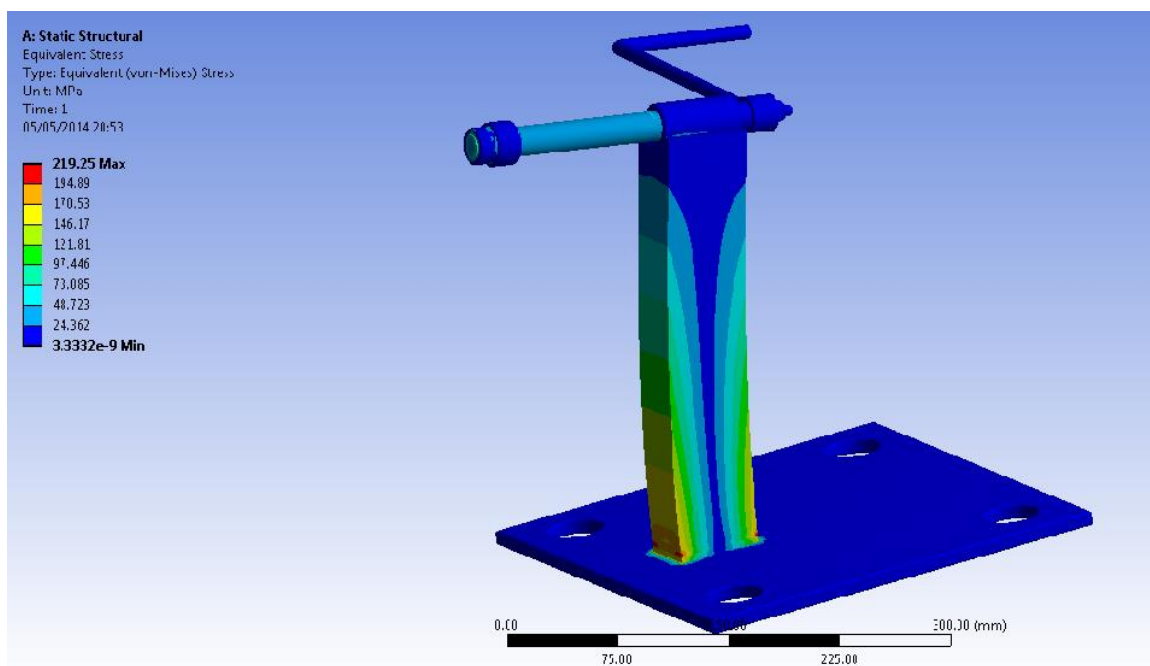
$$\sigma_o = 168\text{ MPa}$$

Při dosazení ohybového napětí do vzorce (29), vyjde koeficient bezpečnosti 2,12, což není dostatečná hodnota, protože na začátku kapitoly byl dán požadavek na bezpečnost větší než 4. Proto je podpěru potřeba předělat.

5.3.2 KONTROLA NA OHYB POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

Pro simulaci pomocí metody konečných prvků (dále MKP) byl použit program ANSYS Workbench 14.0. MKP je počítačová numerická metoda, sloužící k simulaci průběhů napětí a deformací na vytvořeném fyzikálním modelu. Její princip spočívá v diskretizaci (náhradě) spojitého prostředí do určitého (konečného) počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech, popř. plochách. V našem případě se jedná o nahrazení rámu, coby zatěžovaného modelu, jednotlivými plochami, na které je pro snadnější výpočet rozdělen. [14]

Největší zatěžovací síla působící v ose šroubu (obr. 25) byla zadána $F=15\,000\text{ N}$. Jako pevná podpora byla zvolena dolní strana podložky. Prvky v simulaci byly nastaveny na Hex Dominant. Výsledné zatížení je patrné na obr. 27.

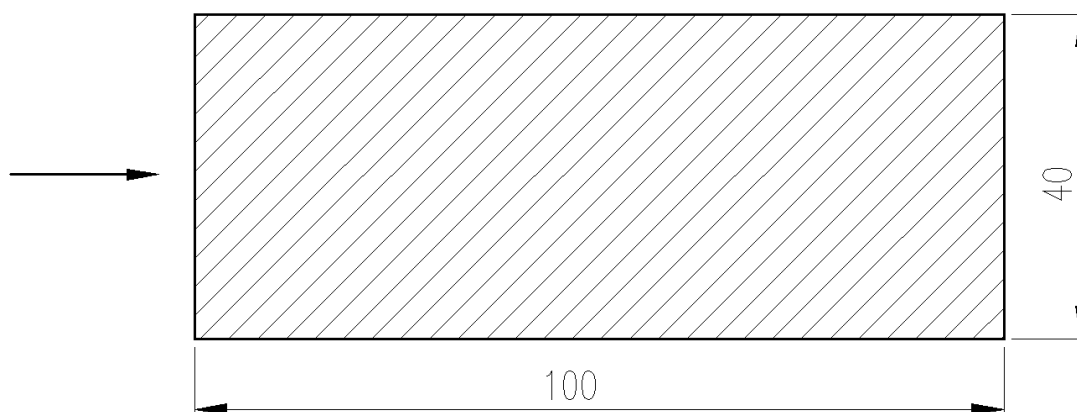


Obr. 27 Schéma působení síly v programu Workbench

Z výsledku analýzy je patrné, že ohybové napětí je příliš velké 219,25 MPa (koeficient bezpečnosti vyjde pod 2), proto je třeba zvětšit velikost stran průřezu podpěry.

5.3.3 UPRAVENÝ NÁVRH PODPĚRY

Vzhledem k tomu, že ohybové napětí vychází na hranici přípustného napětí je potřeba změnit rozměry podpěry. Pro zmenšení ohybového napětí bylo potřeba změnit rozměr 60 mm na 100 mm. Rozměr 40 mm zůstal nezměněn. Průřez podpěry a naznačení působení síly je zobrazeno na obr. 28. Po dosazení do vzorce (30) vyjde maximální ohybové napětí 60,75 MPa (koeficient bezpečnosti vyjde 5,84).

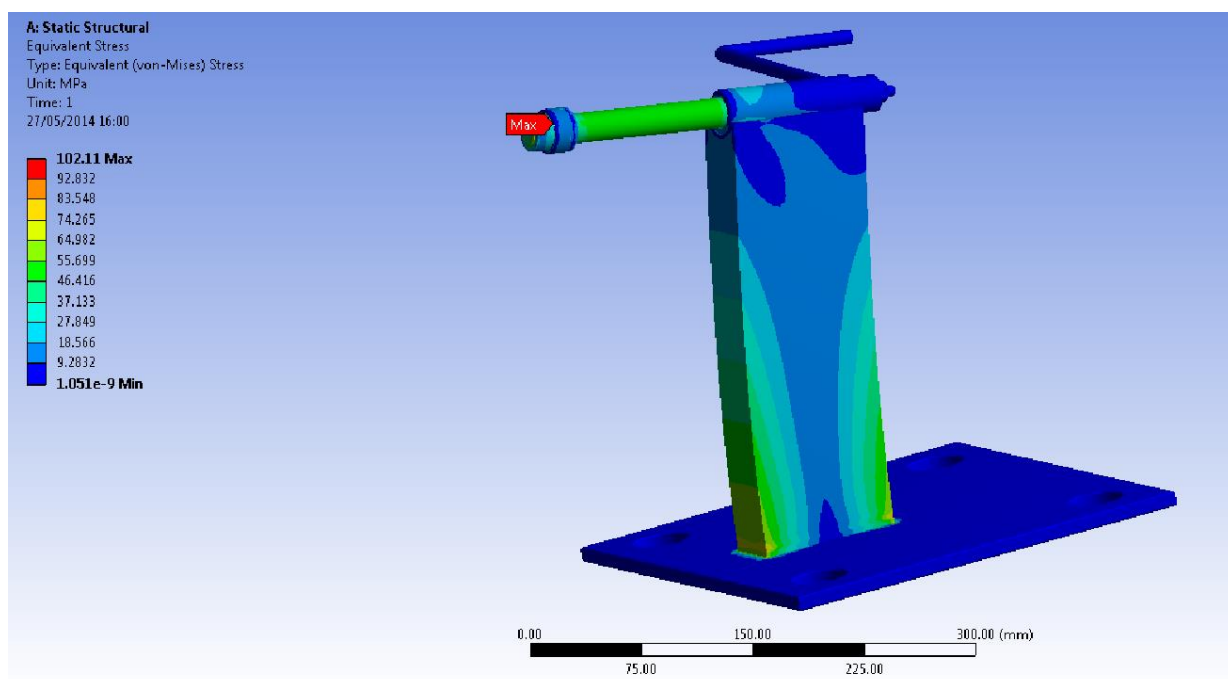


Obr. 28 Schéma průřezu podpěry a směr působící síly

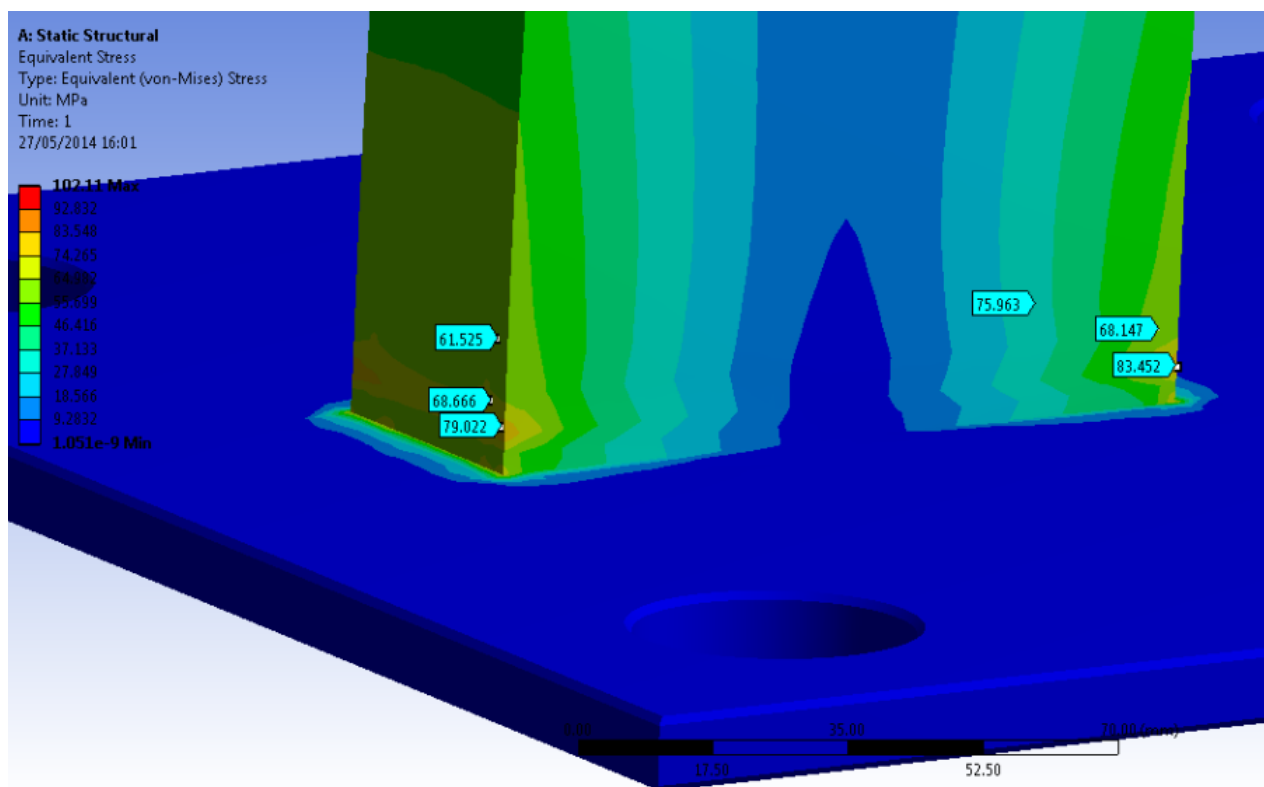
Přemodelovaný model zařízení je na obr. 29. Spolu s podpěrou byla potřeba zvětšit matice z délky 60 mm na 100 mm a také šroub ze 180 mm na 220 mm. Nová simulace pomocí MKP je na obr. 30, z níž vychází, že maximální ohybové napětí je 102,11 MPa ovšem potřeba poznamenat, že toto napětí i přes použití naprosto stejných okrajových podmínek vyšlo v naprosto nevhodném místě, proto bylo potřeba namáhání na ohyb zkontrolovat ručně pomocí funkce Probe.



Obr. 29 Nový model zařízení



Obr. 30 Nový simulace napětí modelu



Obr. 31 Zjištění největšího ohybového napětí pomocí funkce probe

Z obr. 31 je patrné, že největší ohybové napětí se pohybuje kolem 84 MPa. Po dosazení do vzorce pro výpočet bezpečnosti (29) vyjde koeficient bezpečnosti 4,22.

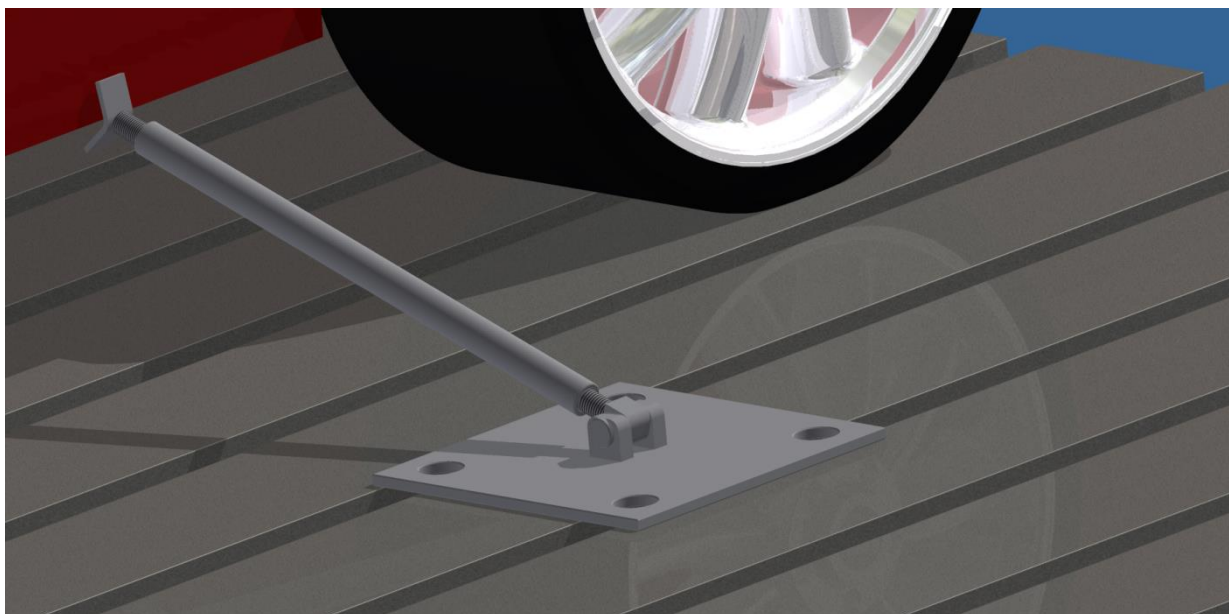
6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH POMOCNÝCH ZAŘÍZENÍ

Jedná se o pomocné zařízení potřebné pro zajištění bezchybného měření. Patří mezi ně zařízení proti pootočení volantu, dále zařízení proti posunutí automobilu v příčném směru a páka, která se bude montovat na kolo a bude přes ni vyvozován ohybový moment.

6.1 ZAŘÍZENÍ PROTI POSUNUTÍ AUTOMOBILU V PŘÍČNÉM SMĚRU

Jedná se o jednoduchou sestavu, kde je možno nastavovat úhel mezi podlahou a ramenem na obr. 32. Také je možno upravit délku tyče pomocí šroubování závitů (jeden je na straně u kloubu a druhý u opěry ve tvaru V). Díky této nastavitelnosti je zařízení možno použít na všechny osobní automobily.

Samotné zařízení bude přišroubováno k podlaze stejně jako samotný stroj na měření tuhosti jen na opačné straně automobilu, aby se vyrušily účinky působících sil v příčné ose automobilu. Zařízení by se mělo upevnit co nejbližší přední nápravě auta pro snížení tvorby krouticího momentu.



Obr. 32 Zařízení proti posunutí automobilu v příčném směru

6.2 ZAŘÍZENÍ ZABRAŇUJÍCÍ POOTOČENÍ VOLANTU

Při měření tuhosti řízení je velmi důležité, aby volant zůstal stále ve stejné poloze, proto bylo nutno navrhnout zařízení k tomuto účelu viz obr. 33.

Základním předpokladem je odmontovaná sedačka řidiče. Sedačka je většinou přišroubovaná pomocí čtyřech šroubů. Tyto šrouby jsou poté využity na připevnění pomocného zařízení. Rozteč šroubů v podélném směru vozidla bývá 370 mm na obr. 34, proto i zařízení má tuto rozteč, navíc kvůli zvýšení univerzality jsou místo děr navrženy drážky pro případ jiné rozteče. Délku ramene je opět možno upravovat pomocí šroubování a celé rameno je možno osadit do pěti děr na základní liště, což ještě zvětšuje univerzálnost použití pro více druhů automobilů. Díky prvku V na konci ramene je možno jednoduše zablokovat volant. Pro bezchybné měření by měly být použity dvě tyto zařízení, každé by mělo blokovat volant

v jednom směru a mělo by být namontováno s malým předpětím tyče, aby se vyrušily výrobní tolerance viz obr. 35.

Na zařízení přes volant bude působit stejný ohybový moment jako na samotné zařízení tedy 3000 Nm, ovšem tento moment je potřeba snížit o převodový poměr řízení tzv. převodku řízení, který bývá u osobních automobilů 15 až 23. Po dosazení do rovnice (31) vyšlo maximální ohybové napětí na volantu 200 Nm. Tuto sílu bylo nutno přepočítat, jelikož rameno volantu má menší délku než 1 metr. Pro výpočet konzervativní hodnoty byla zvolena délka ramene volantu 200 mm. Po dosazení do vzorce (9) tedy výjde síla 1000 N. Tato síla byla aplikována v simulaci Workbench, pomocí které se zjistilo maximální napětí a posunutí se kterým se bude dále počítat v kapitole 8 (analýza nejvýznamnějších chyb v měření).

$$Mk_{volant} = \frac{Mk_{kolo}}{i_p} \quad (34)$$

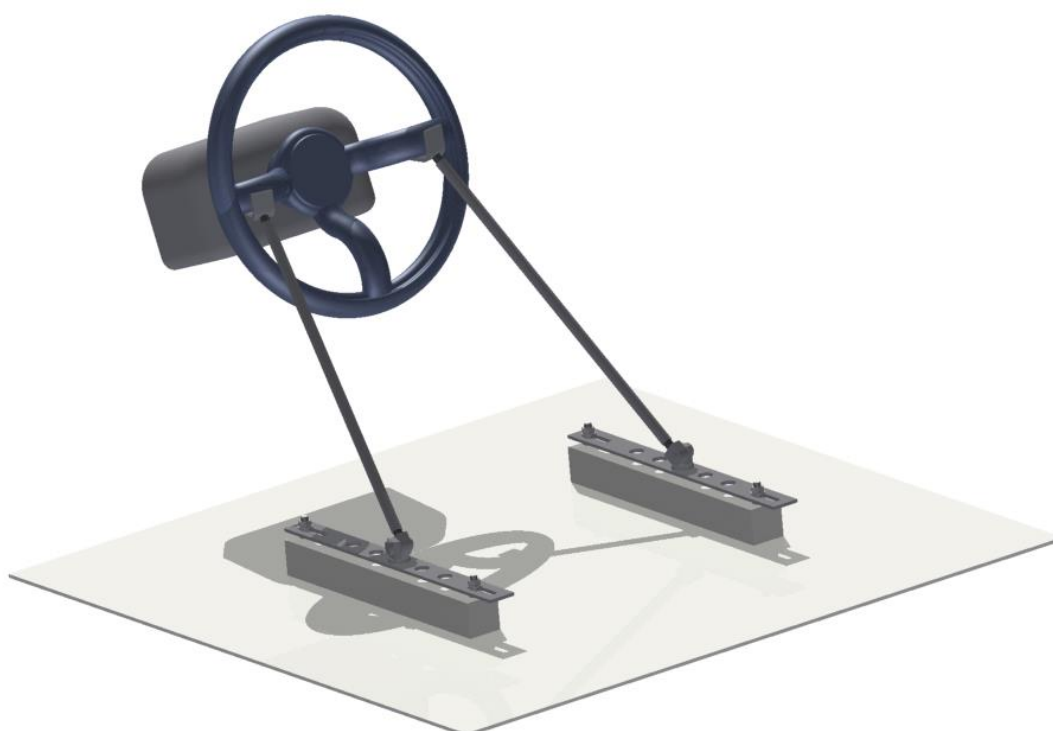
$$Mk_{volant} = \frac{3000Nm}{15} = 200Nm$$



Obr. 33 Zařízení zabraňující pootočení volantu



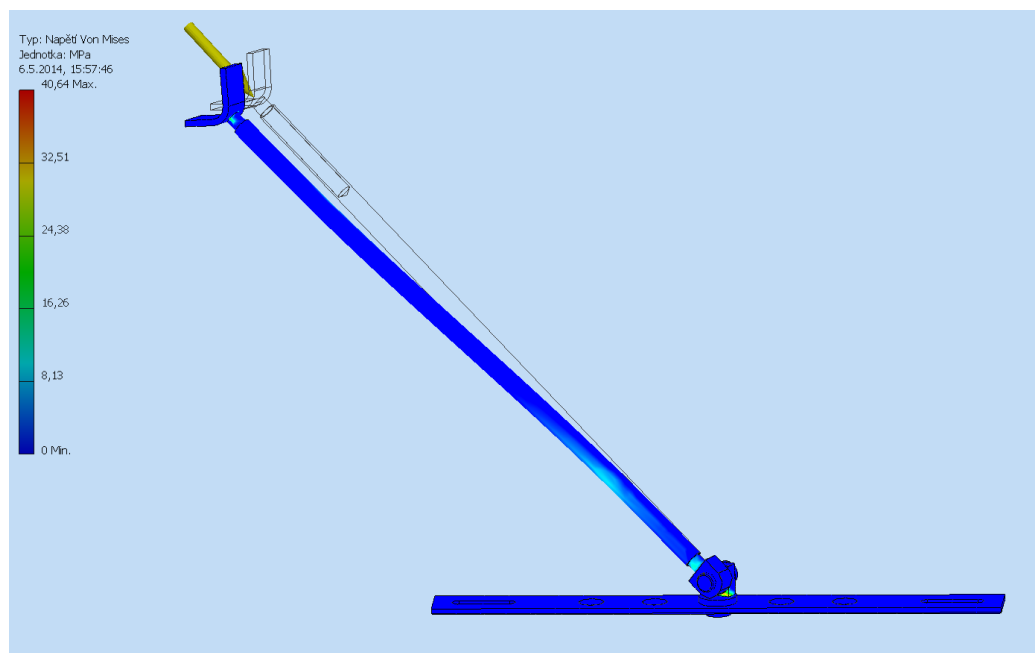
Obr. 34 Zobrazení rozteče šroubů v interiéru



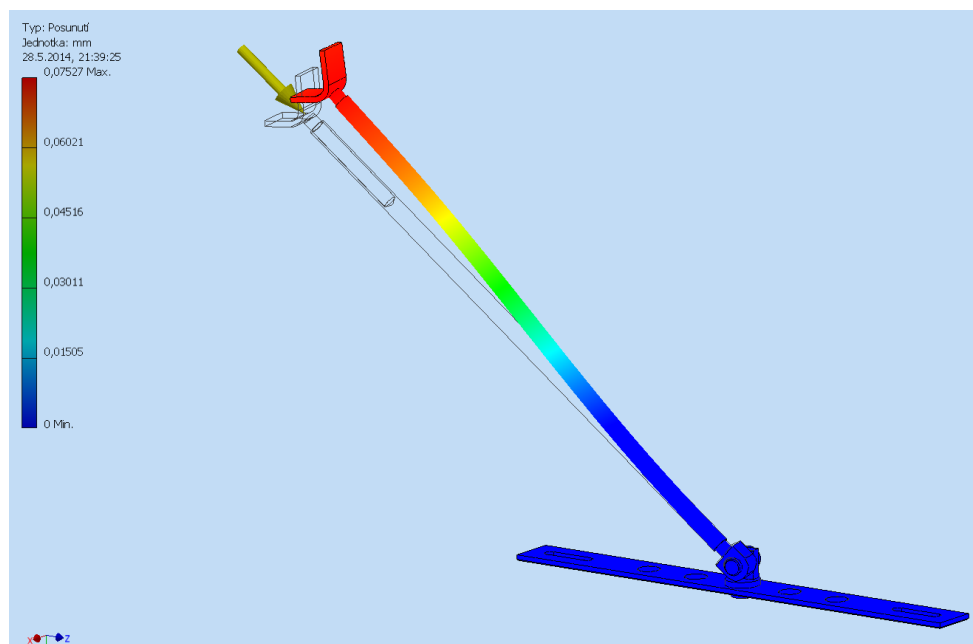
Obr. 35 Zobrazení zařízení v interiéru automobilu

6.2.1 ANALÝZA ZAŘÍZENÍ ZABRAŇUJÍCÍ POOTOČENÍ VOLANTU

Z obr. 36 je patrné, že maximální napětí je kolem 40 MPa. Toto napětí je naprosto přijatelné a není třeba toto zařízení nijak upravovat (koeficient bezpečnosti kluzu je 8,87). Z obr. 37 můžeme vyčíst, že maximální deformace (posunutí) je 0,07525 mm. S tímto posunutím se bude dále pracovat v kapitole 8.



Obr. 36 Pevnostní analýza zařízení zabraňující pootočení volantu



Obr. 37 Deformační analýza zařízení zabraňující pootočení volantu

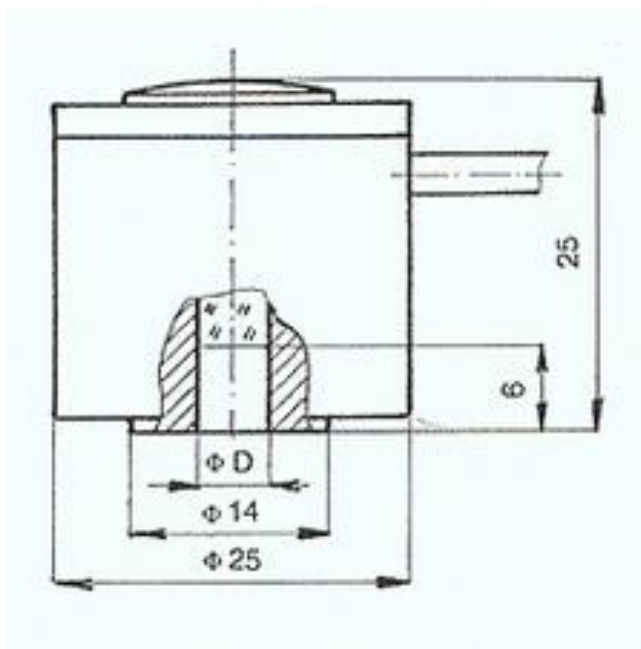
7 VÝBĚR MĚŘICÍ TECHNIKY A NÁVRH MĚŘICÍHO ŘETĚZCE

Pro zjištění tuhosti řízení je nutno znát závislost působící síly na deformaci. Proto je nutno tyto dvě veličiny vhodně změřit s dostatečnou přesností. Pro měření síly se nejčastěji používá zařízení založená na změně elektrických vlastností při působení síly nebo napětí. Jedním z těchto zařízení je tenzometrický siloměr, který využívá změnu odporu při deformaci.

K měření deformace (v tomto případě úhlu natočení kola) je možnost využití více zařízení. Mezi tyto zařízení patří systém Tritop, který na základě fotografií pořízených digitálním fotoaparátem dokáže vypočítat polohu speciálních kódovaných a nekódovaných bodů (magnetické a lepicí štítky) s přesností do 0,01 mm i více v závislosti na rozlišení fotoaparátu. Další možností je využití elektronické otočné plošiny s úhlovou stupnicí. Vzhledem k tomu, že je potřeba deformaci měřit i na demontovaném a izolovaném systému řízení můžeme toto zařízení použít jen jako kontrolní při měření na nedemontovaném systému řízení.

7.1 TENZOMETRICKÝ SILOMĚR

Pro potřeby snímat sílu se jeví tenzometrický siloměr jako vhodné zařízení. Jelikož síla bude pouze tlaková, byl zvolen snímač typ S – 30 od české firmy LUKAS TENTO na obr. 38. Mechanicko-elektrická transformace síly na elektrický signál je realizována speciálními kovovými tenzometry. Pouzdro je zhotovené z nerezavějící oceli a tenzometry jsou chráněny proti vlivu okolního prostředí. Siloměr má oproti konkurenci velmi malé rozměry [9]. Na obr. 38 je schéma siloměru, jehož hlavní rozměry bylo nutné znát pro návrh pouzdra, které bude siloměr držet na zařízení pro měření tuhosti řízení. V tab. 4 jsou technické parametry siloměru.



Obr. 38 Schéma tenzometrického siloměru S – 30 [9]

Tab. 4 Technické parametry tenzometrického siloměru S - 30

Jmenovité zatížení	20	kN	Vliv teploty		
Jmen. měřicí signál	7	mV	- na nulovou hodnotu	< 0,15	%/10K
Napájení	5	Vdc	- na měřicí signál	< 0,3	%/10K
Sloučená chyba	< 0,2	%	Reprodukovatelnost	0,3	%
Teplotní rozsah			Přetížení		
- kompenzovaný	-10 - +40	st. C	- dovolené	120	%
- bezpečný	-20 - +60	st. C	- bezpečné	150	%
			výstupní odpor	350	Ohm

7.2 SOUPRAVA PRO MĚŘENÍ SIL

Měřicí soupravu (obr. 39) tvoří vyhodnocovací přístroj F - 11 ve spojení s příslušným tenzometrickým snímačem z podkapitoly (7.1). Sada má malé rozměry, hmotnost, bateriové napájení, jednoduchou obsluhu, uložení v transportním kufříku. V tab. 5 jsou uvedeny základní technické parametry při propojení se siloměrem S-30 [9].

Tab. 4 Technické parametry soupravy pro měření sil[9]

Parametr	Rozsah	Jednotky
jmenovité zatížení	20	kN
třída přesnosti	0,2	%
zobrazení	4 čísla	
teplotní rozsah	0 - 50	C
napájení - baterie	9	V
- adaptér	220	V



Obr. 39 Zobrazení měřicí soupravy [9]

7.3 TRITOP

Systém TRITOP je průmyslový, bezkontaktní optický měřicí systém pro měření přesných prostorových souřadnic bodů na objektu. Tento přenosný systém se nejčastěji používá při kontrole kvality a při deformačních analýzách. Všechny důležité body na tělese jsou označeny a pomocí digitálního fotoaparátu je těleso vyfotografováno z různých úhlů pohledu. S těchto digitálních snímků systém TRITOP automaticky vypočítá prostorové souřadnice bodů nalepených na objektu. Pomocí tohoto systému můžeme měřit objekty, jejichž velikost je od 0,1 metru do 10 metrů [10]. Měření spolu s rozmístěním značek je zobrazeno na obr. 40.



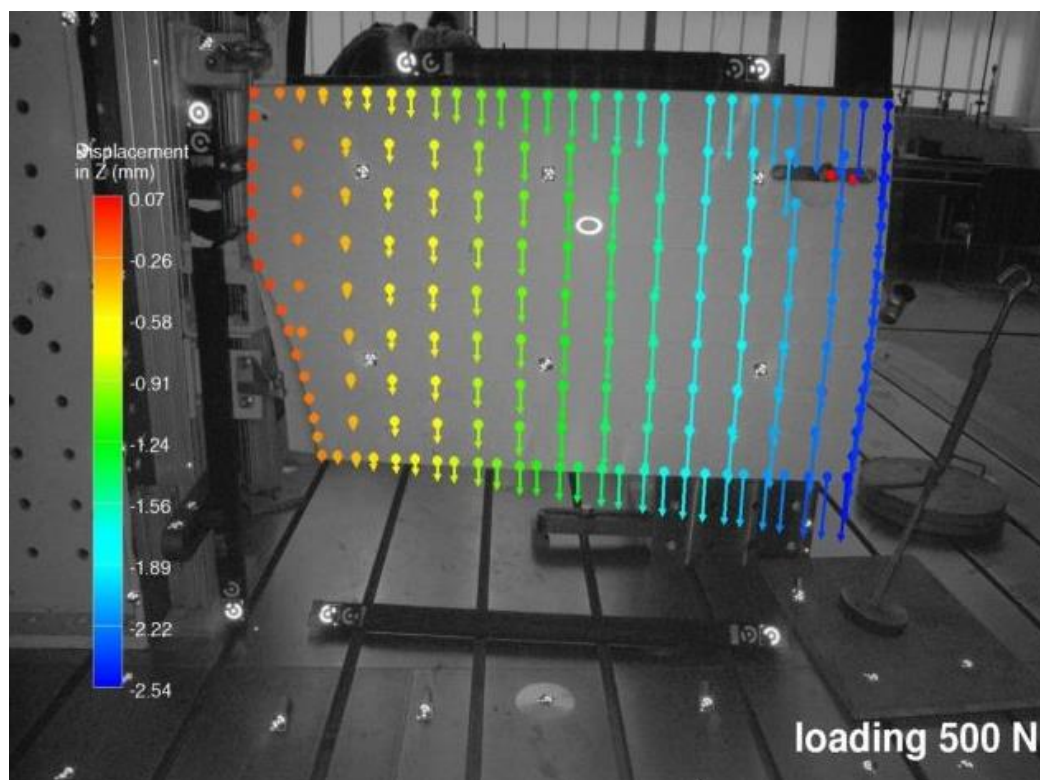
Obr. 40 Ukázka práce měření pomocí Tritopu [11]

Proces měření je založen na principech fotogrammetrie. Měřený objekt je označen optickými body (samolepícími, magnetickými nebo speciálními adaptéry). Připravený objekt je snímán digitálním fotoaparátem z různých pozic v prostoru. Na základě digitálních snímků systém TRITOP vypočítá pozice fotoaparátu při jednotlivých snímcích a 3D souřadnice měřených bodů na objektu. Dále systém umožňuje zobrazení 3D souřadnic měřených bodů, pozic fotoaparátu a přesnosti měření. Následně mohou být měřené body exportovány ve standardních formátech nebo použity v systému ATOS [11].

Výstupy z měření:

- 3D souřadnice diskrétních bodů (ASCII, VDA, IGS)
- 2D řezy (body - ASCII, IGS)
- 3D řezy (body - ASCII, IGS)
- obrysové křivky (body - ASCII, IGS)
- barevná polygonální síť - STL (spolupráce se systémem ATOS)
- grafický a textový protokol měření (HTML, CSV, ASCII, XML, pdf, JPG)

Příklad využití systému TRITOP pro měření statické deformace na dveřích automobilu na obr. 41. Dveře jsou zatíženy statickou silou 500 N. Legenda na obrázku zobrazuje posunutí bodů v milimetrech v ose Z. Naprosto stejným způsobem, by se měřila deformace (natočení kola) v této práci. Největší nevýhodou je krokové měření deformace, kdy je potřeba vždy po aplikování určitého přírůstku síly pořídit novou sadu fotografií.



Obr. 41 Měření statické deformace pomocí Tritopu [11]

7.4 DRÁTOVÝ POTENCIOMETR

Drátové potenciometry jsou jednoduchá zařízení pro měření vzdálenosti pomocí drátu, který se lze lehce ohýbat viz obr. 42. Potenciometr je elektrotechnická součástka, která slouží jako regulovatelný odporový napěťový dělič. Zařízení obsahuje přesný potenciometr, na nějž je umístěn navíjecí buben a pružinu, jež navíjí drát zpět. Zařízení má jak analogový, tak digitální výstup. Díky tomu je možno měřit a zaznamenávat tuhost kontinuálně. Celé zařízení by se umístilo do vodorovné polohy s ramenem na kole a drát by se připojil k rameni pomocí magnetu.



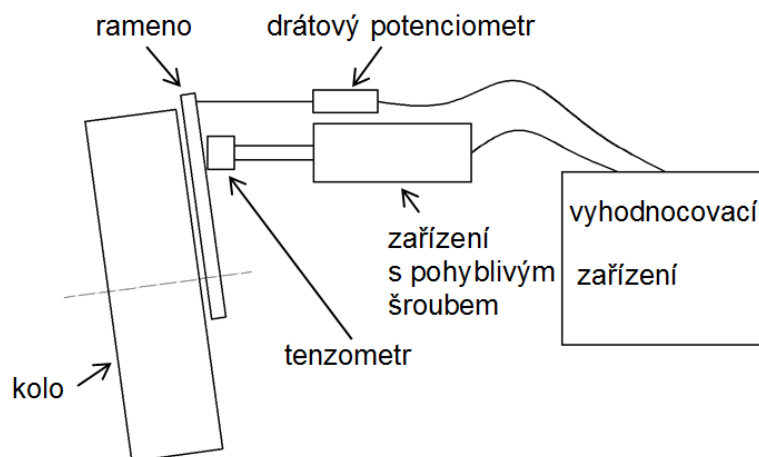
Obr. 42 Model drátového potenciometru[13]

7.5 NÁVRH MĚŘÍCIHO ŘETĚZCE

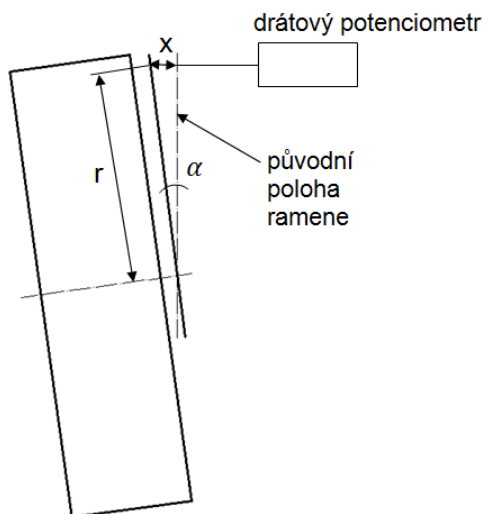
Byly navrženy dva typy měřícího řetězce.

První dokáže měřit kontinuálně a využívá přitom tenzometrický snímač síly a drátový potenciometr (obr. 43). Díky tenzometrickému snímači a jeho vzdálenosti od osy rotace kola jsme schopni přesně vypočítat moment působící na kolo pomocí vzorce (10). Z dat získaných pomocí drátového potenciometru, jsme schopni zjistit, o kolik se rameno posunulo v lineární ose viz obr. 44. Tuto vzdálenost je potřeba přepočítat na výsledný úhel natočení kola pomocí funkce sinus. Po dosazení obou těchto vypočítaných hodnot do vzorce (9) získáme tuhost řízení. Díky možnosti připojení tenzometrického snímače i drátového potenciometru do vyhodnocovacího zařízení (PC) jsou výsledky okamžitě zobrazeny v přehledném grafu.

Druhý typ měřícího řetězce také využívá tenzometrického snímače k měření síly. Ovšem pro měření úhlu se využije zařízení Tritop. Jako velkou nevýhodou se jeví krokové měření, kdy je po každé změně momentu na kolo je potřeba vytvořit novou sadu fotografií. Výhoda této metody spočívá ve velmi přesném měření.



Obr. 43 Schéma prvního řetězce měření



Obr. 44 Schéma nepřímého měření úhlu

8 ANALÝZA NEJVÝZNAMNĚJŠÍCH CHYB MĚŘENÍ

V této kapitole bude nastíněna základní problematika chyb, druhy chyb a konkrétní chyby, které se mohou vyskytnout v měřicím řetězci této práce.

8.1 MĚŘENÍ

Cílem měření je stanovit hodnotu sledované veličiny. Výsledky měření jsou nevyhnutelně zatíženy chybami, ke kterým při měření dochází. Chyba měření je hodnota, o kterou se liší naměřená hodnota od skutečné hodnoty měřené veličiny. Úrovní chyb je potom udána přesností měření. Výsledek měření, jehož přesnost není známá je bezcenný [1].

$$\varepsilon = x - x_0 \quad (35)$$

kde:

ε [] – skutečná chyba

x [] – naměřená hodnota

x_0 [] – skutečná hodnota

Tato chyba má jednotku měřené veličiny. Dále se zavádí relativní chyba vztahem (33).

$$\delta = \frac{\varepsilon}{x_0} \cdot 100\% = \frac{x - x_0}{x_0} \cdot 100\% = \left(\frac{x}{x_0} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (36)$$

Chyba měření může být kladná nebo záporná (a tudíž teoreticky i nulová). Pokud bychom chybu měření přesně znali, mohli bychom určit skutečnou hodnotu měřené veličiny; to však z principu není možné. Proto se budeme snažit určit alespoň nejpravděpodobnější hodnotu měřené veličiny a její pravděpodobnou chybu.

8.2 ROZDĚLENÍ CHYB MĚŘENÍ:

Jedná se o klasickou koncepci stanovení chybového intervalu. Podle povahy a účinku se chyby dělí do tří kategorií.

8.2.1 HRUBÉ CHYBY

Hrubé chyby (jiné označení je vybočující nebo odlehlé hodnoty) jsou způsobeny výjimečnou příčinou, nesprávným zapsáním výsledku, náhlým selháním měřicí aparatury, nesprávným nastavením podmínek měření apod. Naměřená hodnota se značně liší od ostatních hodnot získaných při opakovaném měření. Takové měření je třeba ze zpracování vyloučit, aby nezkreslovalo výsledek [12].

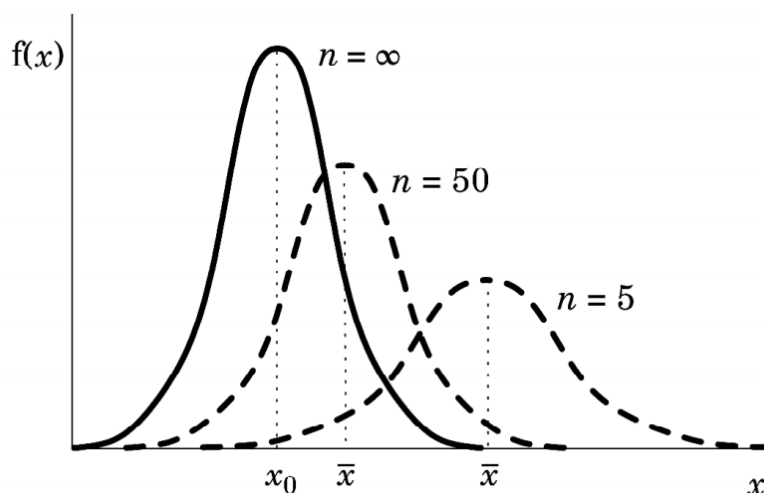
8.2.2 SYSTEMATICKÉ CHYBY

Systematická chyba se přičítá (násobí apod.) k měřené hodnotě; ovlivňuje náměr konstantně jedním směrem, i když se velikost ovlivnění může časem měnit např. v důsledku stárnutí měřicího přístroje. Chybu můžeme tedy matematicky z náměru korigovat, pokud ji známe. Problémem je tedy její identifikace a kvantifikace. Po následné korekci naměřených dat ale

dostáváme správné výsledky měření. Odhalit přítomnost systematické chyby může být někdy náročné. Nejprve bychom si měli uvědomit, zda systematická chyba nevychází přímo z metody měření. Zpravidla pak již není problém ji matematicky korigovat [12].

8.2.3 NÁHODNÉ CHYBY

Nejčastěji uvažujeme o součtu velkého množství malých rušivých účinků, které ovlivňují výslednou hodnotu. Statistická rozdělení elementárních zdrojů chyb mohou být obecná, ve výsledném součtu se zpravidla přibližují Gaussovu průběhu rozdělení. Náhodnou chybu z jednoho měření nemůžeme stanovit. Náměr musí být vícenásobný a zpracujeme jej statistickými metodami za předpokladu určitého rozložení náhodných chyb. Minimální počet měření umožňující statistické zpracování je 5 - 10. Maximální počet měření bývá omezen časem, náklady apod. Více než stonásobné opakování zpravidla již výrazněji nezpřesňuje výsledek, jak vyplývá z obr. 45 [12].



Obr. 45 Vliv počtu měření n na hodnotu \bar{x} [12]

8.2.4 VELIČINY A VÝRAZY SOUVISEJÍCÍ S CHYBAMI

V této podkapitole je uveden přehled vzorců pro výpočet veličin v souvislosti se stanovením chyb [12].

$$\Delta x_i = \bar{x} - x_i \quad (37)$$

$$\bar{x} = \sum_n x_i \quad (38)$$

$$s_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum (\Delta x_i)^2 \quad (39)$$

$$s_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (\Delta x_i)^2} \quad (40)$$

$$\overline{s_x} = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \sum (\Delta x_i)^2} \quad (41)$$

kde:

x_i [] – i-tá hodnota měření

n [] – počet měření

Δx_i [] – absolutní chyba měření

\overline{x} [] – aritmetický průměr výběru

s_x^2 [] – rozptyl (variance)

s_x [] – směrodatná odchylka

$\overline{s_x}$ [] – chyba aritmetického průměru n měření

8.3 OBECNÉ CHYBY MĚŘENÍ

Hrubých chyb se dá vyvarovat vhodným zaškolením měřícího personálu. Další chyby, které mohou vzniknout, jsou chyby systematické, kterých je obtížnější se zbavit. Jako vhodné řešení tohoto problému se doporučuje provádět pravidelné kalibrace měřících zařízení. Pro tenzometrický snímač S-30 je sloučená chyba 0,2%, která bude ovlivňovat každé měření. Tuto chybu redukuje, větším počtem měření.

8.4 ZKRESLENÍ VÝSLEDKU MĚŘENÍ V DŮSLEDKU DEFORMACE ZAŘÍZENÍ BLOKUJÍCÍ VOLANT

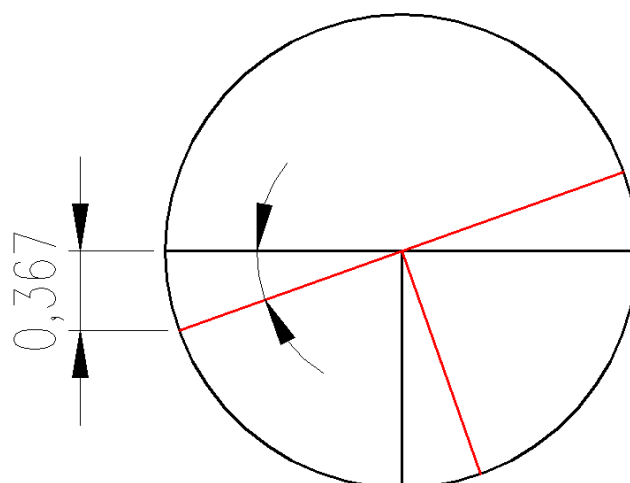
Jak vyplývá z analýzy deformace v podkapitole 6.2.1. v důsledku zatížení kola vznikne i určitý moment, který působí na volant 200 Nm a tento moment deformuje zařízení blokující volant proti pootočení. V nejhorším případě, kdy je moment největší, vznikne deformace o velikosti 0,075 mm na obr. 46. Schéma zobrazuje originální polohu ramen volantu černě a pootočenou polohu ramen červeně. Pro tuto deformaci byl spočítán úhel α_v o který se pootočí volant. Dále bylo potřeba tento úhel vynásobit převodkou řízení (i_p) k získání úhlu natočení kola (α_k).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x}{r} = \frac{0,075}{200} \quad (42)$$

$$\alpha_v = 0,02149^\circ$$

$$\alpha_k = \alpha_v \cdot i_p \quad (43)$$

$$\alpha_k = 0,02149 \cdot 15 = 0,3222^\circ$$



Obr. 46 Schéma natočení volantu při zatížení

Výsledný úhel natočení kola je $\alpha_k = 0,3222^\circ$ což ovlivní výsledek měření, ovšem je třeba počítat s tím, že tyto hodnoty platí pro absolutně tuhou soustavu řízení, kdy se celý moment zatížení kola přenesse na volant. Pro odstranění této nežádoucí chyby měření by bylo vhodné umístit na volant zařízení, které by snímalo pootočení volantu. Velmi jednoduše by se dal na tento úkol využít drátový potenciometr, který by měřil deformaci (posun) x z té by se získal již zmíněným přepočtem úhel o který je kolo natočeno navíc.

ZÁVĚR

Práce ukazuje přehled variant konstrukce řízení osobních vozidel a legislativní požadavky na řízení osobních vozidel. Dále byla popsána geometrie vozidla. Metody měření geometrie a tuhosti řízení.

V práci byl vytvořen principiální návrh vlastní metody měření tuhosti řízení, kde byly vytvořeny dvě varianty:

- Zařízení s pneumatickým pohonem.
- Zařízení s ručním pohonem využívající pohybový šroub.

Vzhledem k požadavku na jednoduchou a levnou konstrukci byl dále rozvíjen principiální návrh s ručním pohonem, který využívá pohybový šroub. Jedná se o svařovanou konstrukci. Bylo vypracováno:

- Byl zvolen vhodný materiál. Vzhledem k dobrým mechanickým vlastnostem a dobré svařitelnosti byl zvolen materiál 11 523.
- Výpočet samotného pohybového šroubu s lichoběžníkovým závitem pro koeficient bezpečnosti k mezi kluzu 4. Velikost závitu vyšla Tr 20x2.
- Podpěra byla zkontrolována na ohyb analyticky i pomocí MKP a bylo ji třeba přepracovat. Nová varianta vyhověla.
- Návrh pomocných zařízení, která blokují volant proti pootočení a proti příčnému posunutí automobilu při měření. Tato zařízení byla zkontrolována pomocí MKP a vyhověla.
- Návrh vhodného měřicí řetězce využívající tenzometrický snímač pro měření síly vyvozené zařízením s pohybovým šroubem. Dále byl vybrán bezkontaktní optický měřicí systém Tritop pro krokové měření a drátový potenciometr pro kontinuální měření.
- Podrobný popis možných chyb, které mohou nastat a opatření, jež je minimalizují nebo úplně odstraňují.

Vzhledem k tomu, že v literatuře toho o problematice měření tuhosti řízení není mnoho napsáno, je toto téma velmi atraktivní a naskýtá celou řadu otázek. Celá práce pojednává o měření tuhosti pouze jednoho kol osobního automobilu, které stojí pevně na zemi. Pro další práce by bylo možno navrhnout měřicí zařízení, které bude měřit tuhost obou kol současně. Dále by bylo zajímavé zjistit, jaký je rozdíl v tuhosti řízení mezi automobilem stojícím na zemi a automobilem na zvedáku, kdy kola nejsou zatížena.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. ISBN 80-234-6573-0, Nakladatelství VLK, Brno 2000.
- [2] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel*. ISBN 80-239-6464-X, Nakladatelství VLK, Brno 2006.
- [3] REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. SAE International, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.
- [4] T.K. GARRETT, T.K.K. *The motor vehicle*. 13th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. ISBN 07-506-4449-4.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel*. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 444 s. ISBN 80-239-7064-X.
- [7] *Motex* [online]. 2014 [cit. 2014-04-26]. Dostupné z: <http://www.motexvd.cz/vyrobky/geometrie/>
- [8] ČSN 41 1523. Ocel 11 523. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [9] LUKAS TENZO. [online]. 2014 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://lukas-tenzo.cz/>
- [10] GOM mbH: *User manual TRITOP v5.3.0*, GOM Optical Measuring Techniques, Germany 2004
- [11] MCAE Systems [online]. 2014 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.mcae.cz/tritop>
- [12] SCHOVÁNEK, Petr a Vítězslav HAVRÁNEK. *Chyby a nejistoty měření*. 2014.
- [13] *National Instruments* [online]. 2014 [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.ni.com>
- [14] AUTHOR KARBON [online]. 2014 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.author.eu>
- [15] *Podvozkové centrum APM Bilstein* [online]. 2014 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.autoprofiteam.cz>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

\bar{x}	[-]	aritmetický průměr výběru
S_x^2	[-]	rozptyl (variance)
$\overline{s_x}$	[-]	chyba aritmetického průměru n měření
A	[%]	tažnost
ac	[mm]	vůle ve vrcholu závitu
b	[mm]	kratší délka strany průřezu podpěry
c_f	[-]	tuhost řídicího ústrojí
d	[mm]	velký průměr závitu
d	[mm]	velký průměr šroubu
D_1	[mm]	malý průměr matice
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_3	[mm]	malý průměr závitu
F	[N]	síla působící na rameno
f_m	[-]	součinitel tření
h	[mm]	výška matice
h	[mm]	delší délka strany průřezu podpěry
i	[-]	převodové číslo
k	[-]	součinitel bezpečnosti k mezi kluzu
KV	[J]	nejmenší nárazová práce
M_k	[Nm]	ohybový moment
M_o	[Nm]	ohybový moment
n	[-]	počet měření
P	[mm]	stoupání závitu
p_D	[MPa]	dovolený tlak v závitech
R	[mm]	teoretický poloměr zatáčení
r	[mm]	poloměr ramene
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
r_m	[mm]	třecí poloměr
S	[mm ²]	plocha průřezu šroubu
s_x	[-]	směrodatná odchylka

t_0	[mm]	vzdálenost os rejdových čepů
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	průřezový modulu v ohybu
x	[-]	naměřená hodnota
x_0	[-]	skutečná hodnota
x_i	[-]	i-tá hodnota měření
z	[-]	počet závitů
α	[°]	úhel stoupaní závitu
β_1	[°]	úhel natočení vnějšího kola
β_2	[°]	úhel natočení vnitřního kola
Δx_i	[-]	absolutní chyba měření
ε	[-]	skutečná chyba
η	[-]	účinnost zvedáku
σ_d	[MPa]	napětí v tlaku
σ_{Dd}	[MPa]	dovolené zatížení v ohybu
σ_{red}	[MPa]	celkové redukované napětí ve šroubu
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
φ	[°]	třecí úhel



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – CAD modely